

Rotorabstürze in Wälzlager

Experimentelle Untersuchung des Rotor-Fanglager-Kontakts

Marlene Helfert



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Vom Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt zur Erlangung
der Grades des Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation vorgelegt von

Dipl.-Ing. Marlene Helfert

geboren in Gießen

Berichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann

Mitberichterstatter:

Prof. Dr. h.c. Dr.-Ing. Herbert Birkhofer

Tag der Einreichung:

26/08/2008

Tag der mündlichen Prüfung:

15/12/2008

Darmstadt 2009

D17

Abstract

This thesis addresses the experimental investigation of rotor-retainer-bearing-contacts due to a failure of active magnetic bearings. The thesis gives attention to the dynamics of the rotor system which contains roller bearings as retainer bearings. The work focuses on the development of the most critical state that can occur, the backward whirl motion, which is initiated by friction forces acting on the rotor.

By employing a high-speed video analysis and image recognition techniques, the positions of the rotor, the inner ring, and the rolling elements of the retainer bearings during the contact procedure of the drop-down are detected. Studies presented in this thesis lead to two kinds of information regarding the understanding of rotor-retainer-bearing-interaction. Firstly, the found speeds and accelerations of the inner ring and the rolling elements shed light on the run-up and run-out behavior of the retainer bearing interacting with the rotor. Secondly, the friction forces, which can not be measured directly, are calculated from the accelerations of the bearing elements using a model-based approach.

In a second set of tests, the initial and boundary conditions which lead to the whirling of the rotor are analyzed experimentally. The roller bearings in various stages of wear are examined in a combination with and without the use of additional damper-elements. These analyses are used to generate stability maps that show the influences of rotor position, rotational frequency and kind of retainer bearing unit on the system behavior following a rotor crash.

Employing the information generated in this thesis, a new type of retainer bearing construction is developed and analyzed. The new type of retainer bearing prevents the rotor from forming a whirl motion using a non-circular air gap. In order to reach a realistic simulation model of rotor-retainer-bearing-contacts, recommendations are given concerning the choice of influence parameters.

Kurzfassung

Bei magnetgelagerten Rotoren kann es im Fall von Überlast oder Ausfall der Magnetlager zu Fanglagerkontakt kommen. Die gefährlichste der dann auftretenden Bewegungsformen ist das Rückwärtswirbeln des Rotors, das durch Reibkräfte angefacht wird. Diese Arbeit befasst sich mit der Dynamik des Systems mit Fanglagerung mittels Wälzlager mit und ohne Abnutzung und fokussiert auf das Rotor-Fanglager-Zusammenspiel in kritischen Situationen.

Mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie und Bilderkennung werden die Positionen von Rotor, Innenring und Wälzelementen im Verlauf des Kontaktvorgangs bestimmt. Damit werden zwei entscheidende Informationen für das Verständnis der Rotor-Fanglager-Interaktion gewonnen. Einerseits geben die ermittelten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen von Innenring und Wälzkörpern Aufschluss über das Hoch- und Auslaufverhalten des Fanglagers im Zusammenspiel mit dem Rotor. Andererseits wird modellbasiert aus den ermittelten Fanglagerbeschleunigungen auf die Reibkräfte zwischen Rotor und Fanglager, die nicht direkt gemessen werden können, geschlossen.

Um die Anfangs- und Randbedingungen, die zu einer Wirbelbewegung führen, zu erkennen, werden weitere Versuchsreihen mit Fanglagern verschiedener Abnutzungsgrade mit und ohne Dämpfungselementen durchgeführt. Aus diesen Ergebnissen werden Stabilitätskarten erstellt, mit denen die Einflüsse von Rotorpositionen, Rotordrehfrequenzen und Fanglagerungsart auf das Systemverhalten nach einem Rotorabsturz visualisiert und verglichen werden können.

Abschließend wird ein aus den Ergebnissen dieser Arbeit entwickeltes neues Fanglagerkonzept, das mit der Ablenkung des Rotors aus einer eventuellen Wirbelbahn arbeitet, vorgestellt und analysiert. Aus den vorgestellten Analysen werden Empfehlungen abgeleitet, welche Einflussparameter ein Simulationsmodell eines Rotor-Fanglager-Kontakts abbilden sollte.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt. Mein herzlicher Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Rainer Nordmann, meinem Betreuer und Arbeitgeber in dieser Zeit, für die Anregung dieser Arbeit, für den für die Themenfindung und Bearbeitung gegebenen Freiraum und ganz besonders für seine stetige Unterstützung in vielfältiger Hinsicht.

Ich möchte mich bei Herrn Professor Dr. h.c. Dr.-Ing. Herbert Birkhofer für die freundliche Übernahme des Korreferats bedanken. Einen besonderen Dank möchte ich ihm und den Mitarbeitern seines Fachgebiets für deren Hochgeschwindigkeitskamera aussprechen, die er mir für meine Messungen zur Verfügung gestellt hat.

Ich bedanke mich bei der Firma Mecos in Winterthur, die mir ihren Prüfstand für die Messungen zur Verfügung gestellt hat. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr. Beat Aeschlimann, der als Mitarbeiter von Mecos mit meinem Kollegen Herrn Martin Ernst und mir die Hochgeschwindigkeitsmessungen durchgeführt hat. Die Idee und das grundlegende Konzept zur Methode der hier angewandten Hochgeschwindigkeitsvideographie entstanden in Diskussion mit Herrn Martin Ernst. Mit ihm habe ich auch die grundlegenden Versuche und Messungen beziehungsweise Hochgeschwindigkeitsaufnahmen vorbereitet und durchgeführt. Auf diese ursprünglich zur visuellen Erfassung der Vorgänge entstandenen Aufnahmen habe ich meine Analysen mittels Bilderkennung, Erfassung der Bewegungszustände und Kraftbestimmung aufgebaut.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Sebastian Reisinger und seinen Kollegen bei der Multimedia AG der Technischen Universität Darmstadt bedanken, die mit einigem Aufwand die digitalisierten Filme in Einzelbilder umgewandelt haben.

Ganz herzlich bedanke ich mich bei allen, die als Studierende zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Das sind Herr Tobias Oeser, Herr Hannes Fischer und Herr Ji Zhao mit der Erstellung ihrer Studienarbeiten, sowie Herr Fatih Desat, Herr Daniel Köhler, Frau Mona Tafvizi, Herr Antonio Criscone, Frau Qing Yang, Herr Yi Zhang, Herr Wei Zhang, Herr Soner Demir, Frau Meng Liang, Herr Kun Qian, Herr Changyi Wang, Herr Filip Lebo, Herr William Kaal, Herr Daniel Werum, Herr Robert Krauss, Herr Martin Stobbe, Herr Sascha Vorbeck, Herr Dominik Schäfer, Herr Elias Baum, Herr Wolfgang Bleser, Herr Jose Manuel Caldentey Pozo, Herr Martin Dunda, Herr Raul Macias Jareno, Herr Alexander Bier, Herr Ralf Hofmann, Herr Arthur Kiefer, und Herr Klaus Sandel der mit Bearbeitung von deren Advanced Design Project. Auch Herrn Aike Ulrich, Herrn Hannes Fischer, Herrn Daniel König, Herrn Mustafa Yüksel, Herrn Guillermo Hass und Herrn Mohammad Hadi Ghassemi Sheikh die als Wissenschaftliche Hilfskräfte viele der Versuche durchgeführt haben, möchte ich herzlich danken. Ein besonderer Dank gebührt Herrn Felix Zikesch, der im Rahmen seiner Diplomarbeit die Algorithmen zur Bilderkennung weiterentwickelt und implementiert hat, und die Bilddateien mit diesem Programm ausgewertet hat.

Außerdem danke ich der Europäischen Kommission für die Finanzierung des Forschungsprojekts *MagFly*, in dessen Rahmen viele der hier vorgestellten Forschungsergebnisse erarbeitet wurden.

Auch der Deutschen Forschungsgemeinschaft möchte ich danken. Im Rahmen des von ihr finanzierten Forschungsvorhabens *Aktive und passive Maßnahmen zur Beeinflussung des Verhaltens magnetgelagerter Rotoren bei Fanglagerkontakt* sind Teile meiner Arbeit entstanden. Mein Dank gilt auch dem DAAD, der mir zwei Forschungsaufenthalte in Brasilien ermöglichte, die meiner Arbeit und mir viele neue Anregungen gaben.

Ganz herzlich möchte ich mich auch bei Frau Dr. Mada Mevissen für ihre Beratung und Unterstützung bedanken.

Herrn Matthias Orth, Herrn Maximilian Dietz und Herrn Philipp Bühler danke ich herzlich für das Teilen ihrer Fachliteratur sowie Herrn Saker Jaziri für seine Hilfe bei der Literaturrecherche.

Ein großes Dankeschön geht an die Kolleginnen und Kollegen aus meiner Arbeitsgruppe für die anregenden Diskussionen und Unterstützung nicht nur bei kniffligen Fragen. Dabei möchte ich besonders Herrn Simon Kern und Frau Britta Späh würdigen, die meine Arbeit Korrektur gelesen haben. Mein Dank geht auch an Herrn Dieter Kopp, Frau Jana Bartscherer und Herrn Antti Karkkainen, die beim Korrekturlesen der Arbeit mitgewirkt haben.

Inhaltsverzeichnis

I	1
1 Einleitung	2
2 Rotor-Fanglager-Interaktion nach einem Magnetlagerausfall	3
2.1 Bewegungsmuster des Rotors nach einem Fanglagerkontakt	3
2.2 Einfluss von Anfangsbedingungen und Zufallsgrößen auf das Systemverhalten . .	4
2.3 Einfluss der Reibkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt	5
2.4 Bauweise von Fanglagerungen und Einfluss auf das Systemverhalten	6
2.4.1 Gleitlager als Fanglager	6
2.4.2 Wälzlager als Fanglager	6
2.4.3 Spezielle Entwicklungen von Fanglagerungen	7
2.4.4 Einbau von Dämpfungselementen	8
2.5 Thematisch verwandte Gebiete	8
2.5.1 Anstreifen	8
2.5.2 Load-Sharing	9
3 Aufgabenstellung	10
II Experimente und Analyseverfahren	12
4 Experimentelle Untersuchungen	13
4.1 Beschreibung des Prüfstands	13
4.2 Mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie durchgeführte Versuche	14
4.3 Versuche für Stabilitätskarten	15
5 Videographisches Messverfahren und Bilderkennung	17
5.1 Beschreibung des Messaufbaus	17
5.2 Bildsignalanalyse	20
5.2.1 Bildvorverarbeitung	20
5.2.2 Erkennung der Winkelposition des Innenrings und des Käfigs	21
5.2.3 Erkennung von Position und Winkelposition des Rotors	22
5.2.4 Erkennung der Wälzkörperpositionen bei käfiglosen Lagern	23
5.3 Messgenauigkeit und Behandlung von Störgrößen	25
5.3.1 Winkelabhängige Fehler	25
5.3.2 Korrektur von winkelabhängigen Fehlern	27
5.3.3 Filtern der Videomessungen	30

6	Bestimmung des Bewegungszustands von Rotor und Lager	31
6.1	Freiheitsgrade und Koordinatenrichtungen	31
6.2	Zuordnung der Kugelpositionen	32
6.2.1	Bestimmung der erwarteten Kugelpositionen	32
6.2.2	Minimierung der Distanz zwischen erwarteten und gefundenen Kugelpositionen	34
6.3	Abschätzen der Kugeldrehfrequenzen	34
6.4	Einbinden der Positionsdaten der induktiv messenden Wegsensoren	35
6.5	Bestimmung von Geschwindigkeiten und Beschleunigungen	37
7	Berechnung der Kräfte zwischen Rotor und Fanglager	38
7.1	Normalkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt	38
7.1.1	Normalkraftmodell für den Rotor-Fanglager-Kontakt	39
7.1.2	Bestimmung der Parameter für die Normalkraftberechnung	39
7.2	Reibkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt	41
7.3	Berechnung des Moments gegen Abrollen	44
7.4	Berechnung des Lagerreibmoments	45
7.4.1	Darstellung des Lagerreibmoments	45
7.4.2	Bestimmung der von der Schmierung abhängigen Konstanten	46
III	Ergebnisse	48
8	Rotor-Fanglager-Interaktion bei unkritischem Kontaktvorgang	49
8.1	Bewegungsabläufe des Rotors	49
8.2	Beschleunigungsvorgang der Fanglager	50
8.2.1	Beschleunigungsvorgang eines käfiglosen Fanglagers	50
8.2.2	Beschleunigungsvorgang eines Käfiglagers	51
8.3	Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt	52
8.3.1	Normalkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt	52
8.3.2	Reibkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt	53
9	Rotor-Fanglager-Interaktion im Verlauf einer Wirbelbewegung	54
9.1	Kinematik der Wirbelbewegung	54
9.2	Ausbildung der Wirbelbewegung	55
9.3	Lagerbeschleunigung bei der Ausbildung einer Wirbelbewegung	57
9.4	Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt im Verlauf einer Wirbelbewegung	59
9.5	Konische und zylindrische Wirbel	60
9.6	Energieaustausch	63
9.7	Wirbelfrequenz	64
10	Einfluss der Anfangsbedingungen auf die sich einstellende Bewegungsform	68
10.1	Einfluss der Rotorachsenposition zu Beginn des Absturzes	69
10.2	Einfluss der Rotordrehfrequenz	70
10.3	Einfluss der Fanglagerverschiebung	73
11	Einfluss von Randbedingungen auf die sich einstellende Bewegungsform	74
11.1	Einfluss des ausfallenden Magnetlagers	74
11.2	Wälzlager mit Alterungserscheinungen und Verschmutzung	75

11.2.1	Systemstabilität mit neuen Wälzlager als Fanglager	75
11.2.2	Systemstabilität mit alten, nicht genutzten Wälzlager als Fanglager . . .	75
11.2.3	Defekte Wälzlager als Fanglager	76
11.2.4	Verschmutzte Wälzlager als Fanglager	77
11.2.5	Verklebte Wälzlager als Fanglager	78
11.3	Einfluss der Fanglagerart	79
11.4	Einfluss von Dämpferelementen	80
12	Entwurf und Erprobung einer neuen Fanglagereinheit	84
12.1	Erprobung von Fanglagern mit Ablenkrollen	85
12.1.1	Versuche mit einer Ablenkrolle	85
12.1.2	Versuche mit zwei Ablenkrollen	88
12.1.3	Versuche mit verschmutzten Ablenkrollen	89
12.2	Erprobung von Fanglagereinheiten mit Ablenklagern	89
12.3	Potential der neuen Fanglagereinheiten	91
13	Empfehlungen für die numerische Untersuchung von Rotor-Fanglager-Systemen	94
14	Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick	97
A	Konstruktion des Prüfstands	99
B	Hochgeschwindigkeitsmessungen	101
	Literaturverzeichnis	102

Abbildungsverzeichnis

2.1	Mögliche Bewegungszustände des Rotors nach einem Fanglagerkontakt [Ort06]	3
2.2	Gemessene Bewegungszustände des Rotors nach einem Fanglagerkontakt	5
4.1	Skizze des magnetisch gelagerten Rotors	13
4.2	Eigenfrequenzen und -formen bei Lagerung mittels Wälzlager	14
4.3	Netz der Positionierungspunkte	15
4.4	Positionierung der Rotorachse	16
5.1	Messung der Wälzlagerbewegung aus [SSS02]	17
5.2	Schritte der Bilderkennung	18
5.3	Positionierung von Kamera und Scheinwerfern	19
5.4	Beispielbild	19
5.5	Bild in Graustufen mit Beschriftung der Lagerteile	20
5.6	Bildzentrierung mit Hilfe eines Sobel-Filters	21
5.7	Entfernung der Ösen des Sicherungsringes aus dem Bild, links dargestellt die Spiegelebene, rechts das Ergebnis	21
5.8	Erkennung des Innenrings	22
5.9	Helligkeitsverteilung des Innenrings und Referenzstruktur	22
5.10	Markierung des Rotors	23
5.11	Erkennung der Wälzkörper	24
5.12	Helligkeitsverteilung im Laufbahnbereich	24
5.13	Auswirkungen einer Mittelpunktverschiebung	26
5.14	Auswirkung einer Bildverzerrung	26
5.15	Auswirkung von Linsenverzerrungen	26
5.16	Messsignal mit Fehlerkorrektur und Filtern	30
6.1	Koordinatendefinitionen und Bezeichnungen der Lagermaße	31
6.2	Kugelzuordnung: Erwartete und gemessene Kugelpositionen	32
6.3	Kinematik eines rollenden Wälzelements	33
6.4	Kontaktnormalkräfte eines Wälzelements	35
6.5	Kinematik eines auf Innen- oder Außenring abrollenden Wälzelements	36
7.1	Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt	38
7.2	Kontaktsteifigkeiten im Rotor-Fanglager-Kontakt	40
7.3	Kräfte und Momente auf das Fanglager, die Arbeit verrichten	41
7.4	Verlauf der Kontaktnormalspannungen beim Abrollen des Rotors im Fanglager	44
8.1	Rotorbewegung bei unkritischem Kontaktvorgang	49
8.2	Hochlauf eines käfiglosen Lagers nach einem Rotorabsturz mit unkritischem Verlauf	50
8.3	Beschleunigungsvorgang eines Käfiglagers, links bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz, rechts von 400 Hz	51

8.4	Kraftverläufe im Rotor-Fanglager-Kontakt	52
9.1	Kinematik der Wirbelbewegung	54
9.2	Zylindrische und konische Wirbel	55
9.3	Orbit und Zeitverlauf einer Wirbelbewegung	56
9.4	Rotorbewegung im Verlauf einer Wirbelbewegung	56
9.5	Beschleunigung des Fanglagers	57
9.6	Vergleich der Innenringgeschwindigkeit bei Wirbelbewegung und Oszillation	58
9.7	Fanglagergeschwindigkeiten nach Rotorabsturz	59
9.8	Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt	60
9.9	Phasen einer Wirbelentwicklung, [HAN08]	61
9.10	Rotorauslenkung, Lagerbeschleunigung und Kontaktkräfte im Verlauf eines Wirbels	61
9.11	Geschwindigkeiten der Kontaktpunkte auf Rotor und Fanglager	63
9.12	Zusammenhang von Wirbelfrequenz und Drehfrequenz	65
9.13	Veränderung der Wirbelfrequenz im Verlauf eines Kontaktvorgangs	66
9.14	Erhöhung der Wirbelfrequenz	67
9.15	Konstante Wirbelfrequenz	67
10.1	Stabilitätskarten: Experiment und Simulation von Rotorabstürzen mit paralleler Rotorauslenkung bei 150 Hz	69
10.2	Stabilitätskarten: Einseitige und punktsymmetrische Auslenkung bei 150 Hz	70
10.3	Stabilitätskarten für verschiedene Drehzahlen	71
10.4	Startpositionierung und Ergebnisse der Bestimmung der Minimaldrehfrequenz	72
10.5	Simulierte Stabilitätskarte eines Rotorsystems mit verschobenen Fanglagern	73
11.1	Positionierung des Rotors und Stabilitätskarte nach einseitigem Rotorabsturz	74
11.2	Stabilitätskarten für Fanglager mit langer Lagerzeit	75
11.3	Lagerauslauf eines defekten Fanglagers	76
11.4	Stabilitätskarten für abgenutzte und verschmutzte Fanglager	77
11.5	Zusammenhang von Rotordrehfrequenz und Wirbelfrequenz bei festgestellten Innenringen	78
11.6	Stabilitätskarten für eine Fanglagerung mit käfiglosen Lagern des Typs <i>Koyo 6904</i>	79
11.7	Orbits und Zeitverläufe der Rotorbewegung bei Fanglagerung mit käfiglosen Lagern	80
11.8	Einbau der Fanglager mit Toleranzringen, [QWLK07]	81
11.9	Einbau der Fanglager mit Elastomerringen, [QWLK07]	81
11.10	Vergleich von Stabilität und Bahnkurven von Fanglagersystemen mit und ohne Dämpfungselementen	82
11.11	Gemessene Kraft-Weg-Diagramme der beiden Dämpfungselemente	83
11.12	Darstellung der Elastomersteifigkeit als 3-Parameter-Modell	83
12.1	Fanglagerkonzepte	84
12.2	Einbau der Rollen im Prüfstand, [WKS ⁺ 07]	85
12.3	Größenverhältnisse von Rotor, Fanglager und Ablenkrolle und sich daraus ergebender Bewegungsraum des Rotors mit einer bei $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ angebrachten Rolle	86
12.4	Untersuchte Rotor- und Rollenpositionierungen	86
12.5	Rotorabstürze bei verschiedenen Rollenpositionen	87
12.6	Stabilitätskarte für untersuchte Rollenpositionen	88
12.7	Konstruktion der Ablenkrolle, [CYZ ⁺ 07]	89
12.8	Größenverhältnisse und Positionierung der Ablenkrolle	90

12.9 Stabilitätskarte der Ablenklagereinstellungen	91
12.10 Rotorabstürze bei verschiedenen Ablenklagereinstellungen	92
A.1 Zeichnung des Prüfstands aus [Fum97]	100

Variablen

Alle Formelzeichen werden bei ihrer Einführung erläutert. Formelzeichen, die nur für einzelne Kapitel relevant sind, werden nur dort aufgeführt. Im Folgenden sind alle Formelzeichen beschrieben, die für die gesamte Arbeit relevant sind.

Indizes, Abmessungen und Konstanten

i	Laufnummer eines Bildes der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen bzw. eines Messpunktes der Abstandsmessungen. Diese wird immer tiefgestellt.	
j	Index für eine Kugelnummer, dieser wird immer hochgestellt.	
m_{Kugel}	Masse eines einzelnen Wälzkörpers	kg
g	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
r_{Bahn}	Bahnradius der Wälzkörpermittelpunkte	m
r_{Kugel}	Kugelradius der Fanglagerwälzelemente	m
$r_{Ring\ außen}$	Laufbahnninnenradius des Fanglagers	m
$r_{Ring\ innen}$	Innenradius des Fanglagerinnenrings	m
r_{Rotor}	Radius des Rotors im Fanglager	m
μ	Reibungskoeffizient	

Bewegungsfreiheitsgrade von Rotor und Lagerbauteilen

$f_{Käfig}$	Drehfrequenz des Käfigs	Hz
f_{Kugeln}	Drehfrequenz der Kugeln bezüglich der Lagerachse	Hz
f_{Ring}	Drehfrequenz des Innenrings	Hz
f_{Rotor}	Drehfrequenz des Rotors	Hz
$\varphi_{Käfig} / \dot{\varphi}_{Käfig} / \ddot{\varphi}_{Käfig}$	Winkelposition/-geschwindigkeit/-beschleunigung des Käfigs	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\underline{\varphi}_{Kugeln} / \underline{\dot{\varphi}}_{Kugeln} / \underline{\ddot{\varphi}}_{Kugeln}$	Vektor der Winkelpositionen/-geschwindigkeiten/-beschleunigungen der Kugeln um die Lagerachse	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\varphi_{Kugel}^j / \dot{\varphi}_{Kugel}^j / \ddot{\varphi}_{Kugel}^j$	Winkelposition/-geschwindigkeit/-beschleunigung der j -ten Kugel um die Lagerachse	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\varphi_{Ring} / \dot{\varphi}_{Ring} / \ddot{\varphi}_{Ring}$	Winkelposition/-geschwindigkeit/-beschleunigung des Innenrings	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\varphi_{Rotor} / \dot{\varphi}_{Rotor} / \ddot{\varphi}_{Rotor}$	Winkelposition/-geschwindigkeit/-beschleunigung des Rotors	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\underline{\zeta}_{Kugeln} / \underline{\dot{\zeta}}_{Kugeln} / \underline{\ddot{\zeta}}_{Kugeln}$	Vektor der Rotationswinkel/-geschwindigkeiten/-beschleunigungen der Kugeln	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\zeta_{Kugel}^j / \dot{\zeta}_{Kugel}^j / \ddot{\zeta}_{Kugel}^j$	Rotationswinkel/-geschwindigkeit/-beschleunigung der j -ten Kugel	rad / $\frac{\text{rad}}{\text{s}} / \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
v_{Bahn}	Bahngeschwindigkeit eines Wälzkörperschwerpunkts	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$x_{Rotor} / \dot{x}_{Rotor} / \ddot{x}_{Rotor}$	Horizontale Auslenkung/Geschwindigkeit/Beschleunigung der Rotorachse in Lager B	m / $\frac{\text{m}}{\text{s}} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$y_{Rotor} / \dot{y}_{Rotor} / \ddot{y}_{Rotor}$	Vertikale Auslenkung/Geschwindigkeit/Beschleunigung der Rotorachse in Lager B	m / $\frac{\text{m}}{\text{s}} / \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Teil I

1 Einleitung

Aktive Magnetlager gewinnen bei vielen Anwendungen rotierender Maschinen eine wachsende Bedeutung. Im Gegensatz zu traditionellen Lagerungen durch Gleit- oder Wälzlager stützen sie den Rotor nicht durch direkten mechanischen Kontakt oder durch ein Fluid, sondern halten ihn durch aktiv geregelte Magnetkräfte in der Schwebe. Diese umweltschonende, weil verschleißfrei und mit geringen Verlustleistungen arbeitende Lagerungsart kann im Gegensatz zu mechanischen Lagern auch bei sehr hohen Drehzahlen eingesetzt werden [Nor02]. Die aktive Regelung erlaubt neben der Lagerung mit einstellbaren Lagersteifigkeiten und Dämpfungen eine gezielte Beeinflussung der Systemdynamik.

Magnetgelagerte Rotoren benötigen so genannte Fanglager für den Stillstand sowie für Notfälle wie Stromausfall, Sensordefekt oder Überlast, die die Lagerung des Rotors nach dem seltenen Ereignis eines Absturzes übernehmen. Sie sollen Kontakte des Rotors zu still stehenden Teilen der Maschine verhindern und ein kontrolliertes Herunterfahren der Maschine ermöglichen. Als Fanglager werden meist konventionelle Gleit- oder Wälzlager eingesetzt, die radial Spiel zum Rotor aufweisen.

Die grundsätzlich als Störung des rotordynamischen Systems zu betrachtenden Fanglagerkontakte des Rotors können zu kritischen Systemzuständen führen mit unter Umständen massivem Risiko für die Integrität der Maschine oder auch der Gefährdung von Personen. Die gefährlichste der dann auftretenden Bewegungsformen ist das Rückwärtswirbeln des Rotors, das durch Reibkräfte zwischen Rotor und Fanglager angefacht wird (siehe [Ort06]). Der Rotor bewegt sich dabei entgegen seiner Drehrichtung entlang der Lagerinnenseite. Die Frequenz dieser Bewegung, die als Wirbelfrequenz bezeichnet wird, kann dabei wesentlich höher sein als die Drehfrequenz des Rotors. Durch einen Wirbel können höhere Eigenmoden des Systems angeregt werden, die bei der Auslegung des Rotors für dessen Drehzahlbereich nicht berücksichtigt werden mussten. Die bei einem Wirbel entstehenden Verformungen und Kontaktkräfte können Rotor und Fanglager zerstören.

Die zuverlässige Beherrschung eines Absturzes von magnetgelagerten Rotoren ist eine Grundvoraussetzung für den Durchbruch der Magnetlagerung auch in sicherheitskritischen Anwendungen. Im Rahmen dieser Arbeit soll die Interaktion zwischen Rotor und Fanglager anhand von Experimenten analysiert werden und die Ursachen kritischen Verhaltens gefunden werden.

2 Rotor-Fanglager-Interaktion nach einem Magnetlagerausfall

Nach einem Magnetlagerausfall kann es durch den Kontakt des schnell drehenden Rotors mit seiner still stehenden Fanglagerung zu unterschiedlichstem dynamischen Verhalten des Rotors kommen. Dies ist abhängig von einer Vielzahl von Einfluss nehmenden Faktoren.

Als Beispiele für experimentelle Untersuchungen solcher, durch Deaktivierung der Magnetlager initiierten Absturzversuche seien in zeitlicher Reihenfolge [DFG88], [SP92], [KSK⁺94], [FVS94], [FS96b], [SKW95], [FS96a] [CWH97] und [Kir99] genannt. [Bla68], [IK91], [IK93], [FVS94], [Isa94], [RRSK95], [SRK96], [KRR97] [FA97], [Bar98], [Ort06] und [Kär07] führten theoretische Untersuchungen in Form von analytischen oder numerischen Modellrechnungen durch. Der Aufbau eines analytischen Modells ist in [Mas99] ausführlich dargestellt.

2.1 Bewegungsmuster des Rotors nach einem Fanglagerkontakt

Die Tendenz des Rotors zu bestimmtem Bewegungsverhalten wurde beispielsweise von [IK91] und [IK93] numerisch und experimentell, sowie von [SP92] und [SKW95] experimentell für verschiedene Konfigurationen der Fanglager untersucht.

[Ort06] unterscheidet zwischen vier möglichen Systemzuständen, die auf einen Rotorabsturz folgen können. Dies sind Springen, Oszillation im Boden des Fanglagers, sowie Rückwärts- und Vorwärtswirbel. Diese vier möglichen Systemzustände sind in Bild 2.1 schematisch dargestellt.

Springen: Grundsätzlich folgen auf den Rotorabsturz zuerst mehrere Fanglagerkontakte, hier mit Springen bezeichnet (siehe Bild 2.1 links). Hierbei kommt es kurzzeitig zu starken Stoßbelastungen des Rotors und des Lagers.

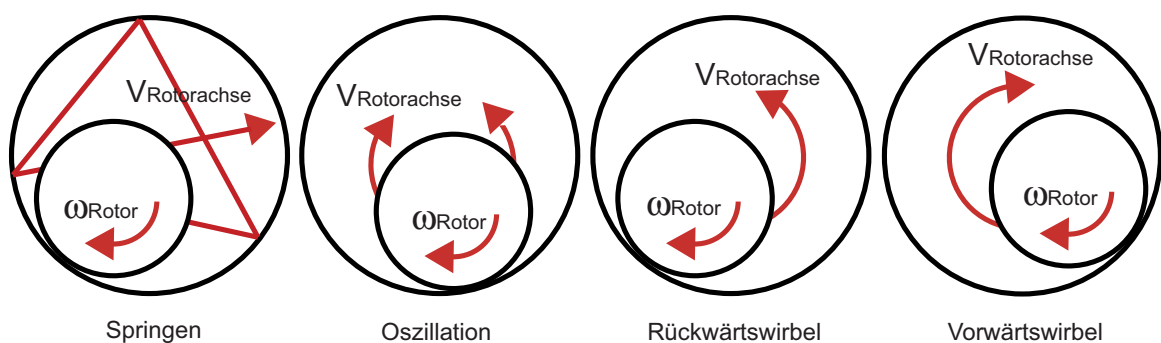


Bild 2.1: Mögliche Bewegungszustände des Rotors nach einem Fanglagerkontakt [Ort06]

Oszillation: Der unkritischste Zustand ist die Oszillation des Rotors am Boden des Fanglagers (Bild 2.1, zweite von links). Dieser Zustand folgt in den meisten Absturzversuchen auf das Springen des Rotors. Für horizontal gelagerte Rotoren wie den hier untersuchten ist es nach dem Magnetlagerausfall wünschenswert, dass der Rotor schnellstmöglich in diese Ruheposition am Boden des Fanglagers gelangt und dort lediglich Oszillationen geringer Amplitude ausführt.

Rückwärtswirbel: Die kritischste der hier vorgestellten Bewegungsformen ist der Rückwärtswirbel (siehe Bild 2.1 zweite von rechts), der durch Reibkräfte zwischen Rotor und Fanglager angefacht wird (siehe [Ort06]). Der Rotor bewegt sich bei dieser Bewegungsform entgegen seiner Drehrichtung entlang der Lagerinnenseite. Die Frequenz dieser Bewegung, die als Wirbelfrequenz bezeichnet wird, kann dabei wesentlich höher sein als die Drehfrequenz des Rotors um seine Achse. Durch diese Wirbelbewegung können höhere Eigenmoden des Rotors angefacht werden. Die bei einem Wirbel wirkenden Kontaktkräfte können Rotor und Lager zerstören.

Bereits 1934 wurde diese Bewegungsform, im Folgenden kurz Wirbel genannt, von [DH85] beschrieben. [Eck97] stellte mittels numerischer Untersuchungen fest, dass hinsichtlich Verschleiß und Schadenspotential periodische Bewegungsformen wie die Wirbelbewegung gefährlicher zu sein scheinen als chaotische. [FS96b] stellten bei einem Wirbel Kontaktkräfte fest, die das 300-fache der Gewichtskraft des Rotors übersteigen. [FS96a] untersuchten die verschiedenen Phasen der Entstehung der Wirbelbewegung nach Abstürzen eines Rotors in Fanglager verschiedener Bauweisen. Sie zeigten, dass die Wirbelbewegung nur bis zu einer bestimmten Frequenz, der Wirbelfrequenz, beschleunigt wird. Diese Wirbelfrequenz entsprach für Fanglagerungen mit großer Steifigkeit generell der ersten Biege-Eigenfrequenz (fest-fest) des Rotors, und bei weicher Aufhängung der Fanglagerung der gekoppelten Eigenfrequenz von Rotor und Stator. Untersuchungen zur Stabilität solcher Wirbelbewegungen finden sich in [Fee94], der analytisch verschiedene Formen der quasi-statischen Wirbelbewegung starrer Rotoren ohne Unwucht in Fanglagern untersuchte.

Vorwärtswirbel: Der in Bild 2.1 rechts dargestellte Vorwärtswirbel ist ein Sonderfall. Da er nur bei Anwesenheit großer Unwuchtkräfte entsteht, wird er in dieser Arbeit nicht näher beleuchtet. Untersuchungen dazu finden sich zum Beispiel in [IK91], [LF97] und [SKW95].

2.2 Einfluss von Anfangsbedingungen und Zufallsgrößen auf das Systemverhalten

In Bild 2.2 sind Rotorauslenkungen in einem Fanglager dargestellt, die im Rahmen dieser Arbeit gemessen wurden. Diese wurden jeweils bei einem Rotorabsturz aus zentrischer Position bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz, also bei gleichen Anfangsbedingungen, beobachtet. Unter den gemessenen Systemantworten sind sowohl nicht kritische (Springen und Oszillation) als auch kritische (Rückwärtswirbel). Die Versuche zeigen, dass bei nahezu gleicher Startposition und Ausgangsdrehfrequenz des Rotors das System mit verschiedenen Antworten reagieren kann.

Bereits [DFG88] stellten mit experimentellen Untersuchungen an einem flexiblen Rotor fest, dass die anfängliche Stoßbelastung des Rotors beim Fanglager-Kontakt entscheidend für dessen weiteres Schwingungsverhalten und seine Tendenz zu einer Wirbelbewegung ist.

Rotor Orbit - Lager B - 150Hz

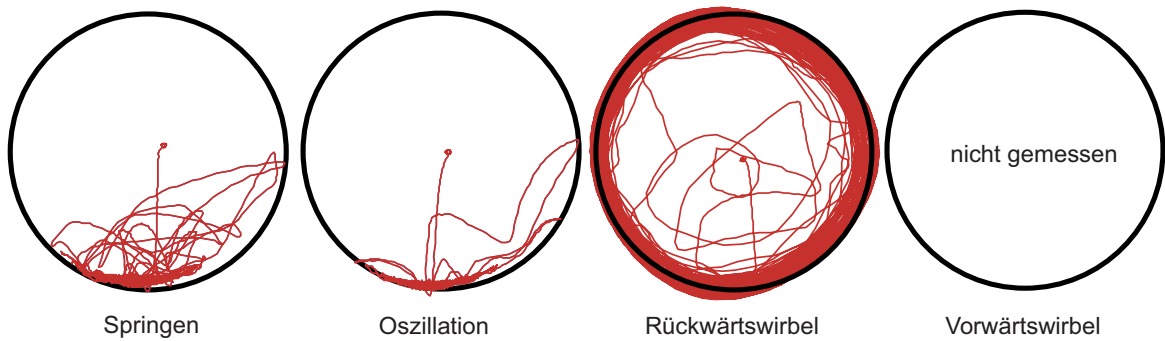


Bild 2.2: Gemessene Bewegungszustände des Rotors nach einem Fanglagerkontakt

In [ON03] durchgeführte numerische Untersuchungen kamen zu dem Ergebnis, dass die Aufprallgeschwindigkeit des Rotors im Fanglager, bei der sich eine Wirbelbewegung einstellt, von der anfänglichen Rotorposition abhängt. Auch die Winkelposition einer Unwucht hat (neben deren Größe) nach [IK91] und [SKW95] einen starken Einfluss für das sich einstellende Verhalten des Rotors bei Fanglager-Kontakt im Falle eines Absturzes.

Das Verhältnis von Drehfrequenz und Eigenfrequenz des Rotors beeinflusst die Wirbelwahrscheinlichkeit und Wirbelfrequenz maßgeblich. [FA97] untersuchten numerisch das Verhalten zweier sich weitgehend ähnlicher Rotoren nach deren Absturz in die Fanglagerung mittels Wälzlager in gedämpfter weicher Aufhängung. Der Rotor, dessen Eigenfrequenz (frei-frei) knapp unterhalb der Drehfrequenz modelliert war, zeigte nahezu keine Tendenz zu einem Wirbel, während der Rotor, dessen Eigenfrequenz knapp oberhalb der Drehfrequenz lag, in den meisten Fällen wirbelte.

2.3 Einfluss der Reibkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt

Verantwortlich für die Ausbildung einer Wirbelbewegung sind in erster Linie die Reibkräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt. Simulationen von [RRSK95], [FA97] und [Ort06] mit verschiedenen Reibkoeffizienten zeigen einen klaren Zusammenhang zwischen hohen Reibkräften und einer erhöhten Wahrscheinlichkeit einer Wirbelbildung.

Die zwischen Rotor und Fanglager wirkende Reibkraft ist in erster Linie abhängig von der Bauart der Fanglager, der Oberflächenbeschaffenheit der Kontaktflächen sowie der in diesem Kontakt wirkenden Normalkraft. Durch die rasche Alterung der Lager im Fanglagerbetrieb kommt es zu einer schnellen Änderung ihrer Eigenschaften, die bei der Auslegung des Systems berücksichtigt werden muss.

Grundsätzlich kann durch Schmierung der Fanglager der Reibkoeffizient verringert werden. Sowohl bei Gleitlagern also auch bei Wälzlagern kann zwischen Rotor und Lager eine Schmierschicht aufgetragen werden, die Reibkräfte verringert und somit die Wahrscheinlichkeit einer Wirbelbildung vermindert. Oft werden Magnetlager aber in Reinträumen eingesetzt, um Verunreinigungen durch Lagerschmierung oder Abrieb eines konventionellen Lagers zu vermeiden. Dann verbietet sich eine solche Schmierung der Fanglager. Statt dessen sind jedoch Feststoffschmierungen

möglich, wie in [FBS08] und [OSK08] patentiert. In [KH02] wurden pulvergeschmierte Fanglager vorgestellt und getestet.

2.4 Bauweise von Fanglagerungen und Einfluss auf das Systemverhalten

Für die Fanglagerung werden im allgemeinen konventionelle Gleit- bzw. Wälzlager verwendet, die radiales Spiel zum Rotor aufweisen. Dieses Spiel wird üblicherweise so dimensioniert, dass der freie radiale Bewegungsspielraum des Rotors auf etwa die Hälfte des Luftspalts der Magnetlager begrenzt wird, beziehungsweise allgemein auf ein Maß, das ausreichend kleiner ist als die kleinste freie Weite zwischen Rotor- und Statorteilen der Maschine.

Vorschläge für Konstruktion und Test von Fanglagern für verschiedene Anwendungen wurden unter anderem in [PR00], [OUS02], [KH02], [GNP02] und [Rei02] präsentiert. [Sch05] gibt eine Leitlinie für die sichere Gestaltung von Fanglagerungen an.

[SKW95] verglichen experimentell unterschiedliche Fanglagerbauarten in Bezug auf die Rotorbewegung infolge eines Lagerkontakts mit nur einem deaktivierten Magnetlager. Sie untersuchten dabei Gleit- und Wälzlager, verschiedene Schmierzustände sowie durch Elastomerringe ummantelte Fanglager. Sie stellten fest, dass sich die Ergebnisse bei Einbau von Wälz- und Gleitlagern nur unwesentlich unterschieden. Der Einbau von Elastomerringen führte allerdings nach ihren Untersuchungen zu reduzierter Wirbelneigung. [FS96a] und [Fum97] untersuchten Gleit- und Wälzlager aus verschiedenen Materialien in Bezug auf eine mögliche Wirbelbildung. Konträr zu den im Folgenden in dieser Arbeit vorgestellten Messergebnissen konnten sie Wirbel nur bei Gleitlagern feststellen.

2.4.1 Gleitlager als Fanglager

Ein Gleitlager beruht auf gleitender Bewegung des Rotors in einem feststehenden Lagerring. Im Gegensatz zum Wälzlager ist ein Gleitlager dadurch gekennzeichnet, dass die Partner sich direkt oder nur durch einen Schmierfilm getrennt aneinander vorbei bewegen, und sie daher im allgemeinen auf exzellente Schmierung gegen Gleitreibung angewiesen sind. Gleitlager sind grundsätzlich preiswerter als Wälzlager ([HJ08]). Werden Gleitlager als Fanglager eingesetzt, wirken im Allgemeinen größere Reibkräfte auf den Rotor als bei einem Einsatz von Wälzlagern. Dies kann zu einer höheren Wirbelneigung des Systems führen.

2.4.2 Wälzlager als Fanglager

Das Verhalten von Wälzlagern unterscheidet sich von Gleitlagern in erster Linie darin, dass die maximal zwischen Rotor und Lager wirkende Reibkraft nur in der Beschleunigungsphase des Lagers auftritt.

Eine Besonderheit der als Fanglager eingebauten Wälzlager ist, dass im Allgemeinen käfiglose Lager verwendet werden. Auf den Käfig wird verzichtet, da er beim schnellen Beschleunigen der Fanglager sehr hohen Kräften ausgesetzt ist. Aufgrund dieser Belastung kann er schnell versagen,

was zu einem Versagen des gesamten Lagers führt. Auch die Gesamtträgheit des Lagers, die beim Hochlauf zu großen Kräften führt, wird durch das Einsparen des Käfigs verringert.

Die Größe der Wälzkörper hat einen maßgeblichen Einfluss auf die beim Hochlauf wirkenden Trägheitskräfte sowie Belastungen im Wälzkontakt [SSS02]. Das Trägheitsmoment der Wälzkörper nimmt mit steigendem Durchmesser überproportional zu. In schnelllaufenden Wälzlagern treten zudem große Fliehkräfte auf, die zu großen Belastungen im Wälzkontakt führen. Um diese Beschleunigungs- und Fliehkräfte gering zu halten, werden oft teurere Hybridlager mit Keramikugeln eingesetzt. Deren Wälzkörper führen wegen ihrer geringeren Masse zu geringeren Trägheits- und Fliehkräften im Lager. Dabei unterscheiden sich die Belastungen der Lager im Fanglagerbetrieb signifikant von denen bei Verwendung im stationären Bereich, für den die meisten ausgelegt sind.

Während sich nach den experimentellen Untersuchungen von [SKW95] Systeme mit Wälz- und Gleitlagern hinsichtlich Wirbelwahrscheinlichkeit kaum unterscheiden, stellt [ON02] in seinen Simulationen fest, dass sowohl die maximale Wirbelfrequenz, die maximalen Schwerpunktauslenkung als auch Lagerlasten bei Wälzlagern im Vergleich zu Gleitlagern für das dort untersuchte System unter allen gerechneten Konstellationen geringer ausfallen.

Simulationen von Rotorabstürzen in Wälzlager mit detaillierten Fanglagermodellen werden zum Beispiel in [CKB02a], [CKB02b] und [SPPM04] vorgestellt. In [CKB02a] wird ein käfigloses Fanglager mit Fokus auf Lagerverschleiß und -schädigung simuliert. [CKB02b] stellen heraus, dass der Innenring so schnell wie möglich beschleunigen können sollte, um die Energiedissipation im Lager und somit die durch Reibung induzierte Wirbelwahrscheinlichkeit zu verringern.

In [MVH06] wurden Absturzversuche eines Schwungmassenspeichers in Wälzlager durchgeführt. [OS03] stellen Absturzexperimente einer Turbomolekularpumpe in Wälzlager vor.

2.4.3 Spezielle Entwicklungen von Fanglagerungen

Neben Wälzlagern sowie konventionellen trockenen oder geschmierten Gleitlagern gibt es auch speziell für Fanglagerungen entworfene Konstruktionen, wie zum Beispiel Hybridlagerung aus mehreren, sich überlappenden Blechen aufgebauten Folienlagern (siehe [Ort06], [LF97], [MEAC98]) oder in die Lagerschale integrierte gefederte und gedämpfte Gleitschuhe ([Ort06]), auf denen der Rotor im Kontaktfall gleiten soll. Besonders für schwere Rotoren werden auch Gleitringe verwendet, die sich im Stator drehen können (siehe [SMP08], [MEAC98] und [SSWP07]). In [SB97] wurden mehreckige Gleitlager zu Versuchszwecken eingesetzt.

Besondere Anordnungen von mehreren kleinen Wälzlagern, die über den Umfang der Welle verteilt radial verstellbar angebracht sind, sind auf dem Markt ([zer08]). Eine weitere Möglichkeit der Fanglagerung besteht darin, die Wälzlager wie in [Bru07] in einer inneren Aussparung des Rotors anzubringen. Der Innenring des Fanglagers ist dann am Stator befestigt, während der Rotor auf den Außenring fällt. In [MAMS06] und [OK08] sind Konstruktionen patentiert, die das Mitdrehen von Wälzlagern aus Stahl im Magnetfeld verhindern.

Ein Konzept, das Magnetlager durch ein weiteres, davon unabhängiges abzusichern, ist in [GWPB05] patentiert.

2.4.4 Einbau von Dämpfungselementen

[FS96a] stellten fest, dass eine weiche Aufhängung des Fanglagers zu einer geringeren Wirbelfrequenz führt. Da die Wirbelfrequenz quadratisch in die Fliehkräfte eingeht, kann hiermit die Belastung des Systems während eines Wirbels abgesenkt werden. Allerdings nehmen mit der Weichheit der Fanglagerung auch die Rotorauslenkungen zu, für die dann radiales Spiel vorgesehen werden muss. Um eine reduzierte Wirbelfrequenz zu erreichen, empfiehlt [ON02] aufgrund den Ergebnissen seiner numerischen Berechnungen, nicht nur die Gehäusesteifigkeit zu verringern, sondern auch dessen Dämpfung zu erhöhen. Untersuchungen von [IK96] kamen zu dem Ergebnis, dass sich Gehäusedämpfung nur bis zu einem bestimmten Grad wirbelhemmend auswirkt: Sobald die Dämpfung so groß ist, dass sie das Gehäuse quasi starr verspannt, steigt auch die Wirbelwahrscheinlichkeit wieder an.

Auch in Simulationen von [Ort06] erwiesen sich zwischen Fanglager und Gehäuse angebrachte Dämpferelemente mit hoher Dämpfung und geringer Steifigkeit als geeignete Maßnahmen, um einer Wirbelbildung entgegen zu wirken. Solche Dämpfungselemente bestehen im Allgemeinen aus Elastomer-O-Ringen oder gewellten Blechstreifen, die als Toleranzringe auf dem Markt sind. In [SP92] wurde die wirbelhemmende Wirkung von Toleranzringen im Experiment bestätigt und dies durch eine numerische Analyse ergänzt. Es wurde der Absturz eines schweren Kompressorrotors in seine Fanglager untersucht und festgestellt, dass die Wirbelbewegung des Rotors durch den Einbau gewellter Blechstreifen zwischen Fanglager und Gehäuse deutlich schneller zum Erliegen kam. Die wirbelhemmende Wirkung dieser Elemente wurde mit einer Dämpfung der Bewegung durch Reibarbeit und mechanische Verformung in Umfangsrichtung des Bandes erklärt.

In [Tes97] wurden Dämpferelemente aus Elastomerringen mittels Simulation ausgelegt und im Experiment getestet. Untersuchungen zur Quantifizierung der Dämpfungseigenschaften gibt es nach [Ort06] allerdings nur für Elastomerringe ([BSG03], [BG02]), nicht aber für Toleranzringe.

Konzepte, die auf Dämpfung der Fanglagerung basieren, sind zum Beispiel in [Lec74], [Wec99], [SMP08] [Bru88], und [New92] patentiert.

2.5 Thematisch verwandte Gebiete

2.5.1 Anstreifen

Das mit dem Rotorabsturz eng verwandte Problem des Anstreifens vorwiegend konventionell gelagerter, flexibler Rotoren an Teilen des Stators wird in zahlreichen Veröffentlichungen behandelt. Dort wo Abstände zwischen rotierenden und feststehenden Komponenten, etwa Dichtspalte, minimiert werden müssen, kann es während des Betriebes leicht zu Kontakten des Rotors mit Statorteilen kommen. An Stellen, an denen zum Beispiel bei Resonanzdurchfahrten oder Unwuchtkräften große Auslenkungen zu erwarten sind, kommen deshalb auch Fanglager zum Einsatz. Eine Zusammenfassung entsprechender Literatur findet sich in [Mus89] und [Isa94]. Als aktuelle Beiträge seien zum Beispiel [EM02], [ET03], [EHM04] und [EHM06] genannt. In [GU06] wurde ein aktiv geregeltes Fanglager für Rotor-Stator-Kontakte vorgestellt.

2.5.2 Load-Sharing

Fanglager können auch so ausgelegt werden, dass sie das aktive Magnetlager auch im Normalbetrieb unterstützen und einen Teil der Last übernehmen [Mag05]. Untersuchungen zu solchen Systemen wurden von [ASN98] am Beispiel der Simulation eines magnetgelagerten Flugtriebwerks unter Überlast durchgeführt.

In [EOP⁺03] wurde ein adaptiver Regler vorgestellt, der sich im Fall eines Rotor-Fanglager-Kontakts den mittels Fuzzy-Logik erkannten Bewegungsformen des Rotors angepasst. Simulationen mit dem Einsatz des Reglers zeigten eine deutliche Reduktion der Lagerlast des Fanglagers. Weitere adaptive Regler wurden von [ASKB06] vorgestellt.

3 Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit

Diese Arbeit soll die Vorgänge im Verlauf eines Rotor-Fanglager-Kontakts in Folge eines Magnetlagerausfalls näher beleuchten. Der Fokus liegt dabei auf dem anhand von experimentellen Untersuchungen analysierten Rotor-Fanglager-Zusammenspiel mit Fanglagerung mittels Wälzlager. Dabei sollen sowohl Fanglager im Neuzustand als auch solche mit Verschmutzungs- und Verschleißerscheinungen untersucht werden.

Die Arbeit soll ein tieferes Verständnis des Wirbelphänomens vermitteln und Faktoren aufzeigen, die die Stabilität des hochgradig nichtlinearen Systems beeinflussen. Es soll nicht nur nach dominanten Größen gesucht werden, sondern auch der Einfluss von Zufallsgrößen Beachtung finden.

Dabei soll einerseits der Frage nachgegangen werden, welche Ausgangsbedingungen besonders kritisch sind und mit welchen Mitteln ein System möglichst sicher gestaltet werden kann. Andererseits soll mit Hilfe der erzielten Ergebnisse aufgezeigt werden, welche Faktoren beim Simulieren des Systems in die Modellbildung einfließen müssen, um ein realistisches Ergebnis zu erhalten. Simulationen haben einen hohen Stellenwert, da sie bei der Gestaltung eines Fanglagersystems für eine Vorauswahl der zu erprobenden Fanglagerkonzepte eingesetzt werden können.

Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in zwei Teile untergliedert: Teil I beschreibt den Prüfstand und die verwendeten Analysemethoden, Teil II die erzielten Ergebnisse.

Teil II beginnt mit einer Beschreibung des Prüfstandes und einer Vorstellung der durchgeführten Experimente in Kapitel 4. Es folgt die Beschreibung des hochgeschwindigkeitsvideographischen Messverfahrens in Kapitel 5 und der Berechnung des Bewegungszustands des Lagers in Kapitel 6. Das zur Abschätzung der Kontaktkräfte genutzte Verfahren ist in Kapitel 7 dargestellt. Die Arbeit ist so aufgebaut, dass der Leser, der sich nur für die Vorgänge im Rotor-Fanglager-Kontakt interessiert, nach der Lektüre des 4. Kapitels über die experimentellen Untersuchungen direkt zu Teil II übergehen kann.

In Teil III werden zuerst die Ergebnisse der hochgeschwindigkeitsvideographischen Untersuchungen dargestellt. Diese sind in Kapitel 8 für nicht kritische Vorgänge und in Kapitel 9 für die Ausbildung von Wirbeln beschrieben. Im darauf folgenden Kapitel 10 wird der Einfluss der Anfangsbedingungen in Form von Position und Drehzahl des Rotors zum Zeitpunkt des Magnetlagerausfalls auf die sich einstellende Bewegungsform untersucht und mittels Stabilitätskarten dargestellt. Mit diesen Stabilitätsanalysen werden dann in Kapitel 11 verschiedene Randbedingungen

untersucht: Es wird das Verhalten von Fanglagern mit und ohne Verschmutzung und Verschleißerscheinungen sowie der Einfluss von Dämpferelementen verglichen. Abschließend wird in Kapitel 12 ein aus den Ergebnissen der vorherigen Untersuchungen entwickeltes neues Fanglagerkonzept, das mit der Ablenkung des Rotors aus einer eventuellen Wirbelbahn arbeitet, vorgestellt und analysiert. Zusammenfassend werden in Kapitel 13 aus den vorgestellten Analysen Empfehlungen abgeleitet, welche Einflussparameter in einem Simulationsmodell eines Rotor-Fanglager-Kontakts berücksichtigt werden sollten.

Teil II

Experimente und Analyseverfahren

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Beschreibung des Prüfstands

Für die Fallversuche wird der in [Fum97] beschriebene Prüfstand verwendet. Abbildung 4.1 zeigt dessen prinzipiellen Aufbau. Eine Konstruktionszeichnung findet sich in Bild A.1 in Anhang A.

Der untersuchte Rotor mit horizontaler Achse ist 0,326 m lang und hat eine Masse von 3,6 kg. Er ist an den Lagerstellen A und B von jeweils einem aktiven Magnetlager radial gehalten. Für die axiale Lagerung mittels aktiver Magnetlager ist eine Scheibe mit dem Durchmesser von 49 mm auf den Rotor geschrumpft. Die radiale Rotorposition in den beiden Magnetlagern wird über je zwei induktive Sensoren aufgenommen. Die Positionen von Kamera und Wegsensoren sind aus Bild 4.1 entnehmbar.

Die Fanglagereinheiten des Prüfstandes sind so aufgebaut, dass die Fanglagerung einfach wechselbar ist. Für die in dieser Arbeit vorgestellten Versuche werden Kugellager als Fanglager verwendet. Die untersuchten Fanglager der Bauarten *SKF 6004* und *Koyo 6904* haben jeweils einen Innendurchmesser von $2 \cdot 10^{-2}$ m. Der Rotor hat an den Fanglagerstellen einen Durchmesser von $1,94 \cdot 10^{-2}$ m, so dass ein radialer Luftspalt von $3 \cdot 10^{-4}$ m zwischen Rotor und Fanglager besteht.

Der Rotor wird durch einen Asynchronmotor mit einer Leistung von 300 W angetrieben. Mit diesem können Drehfrequenzen von 1 Hz bis 500 Hz erreicht werden. Die Versuche werden bei Rotordrehfrequenzen von 150 Hz bis 450 Hz durchgeführt. In diesem Bereich kann der Rotor als starr angenommen werden. Seine erste Biegeeigenfrequenz (frei-frei) liegt nach [Fum97] bei etwa 1600 Hz.

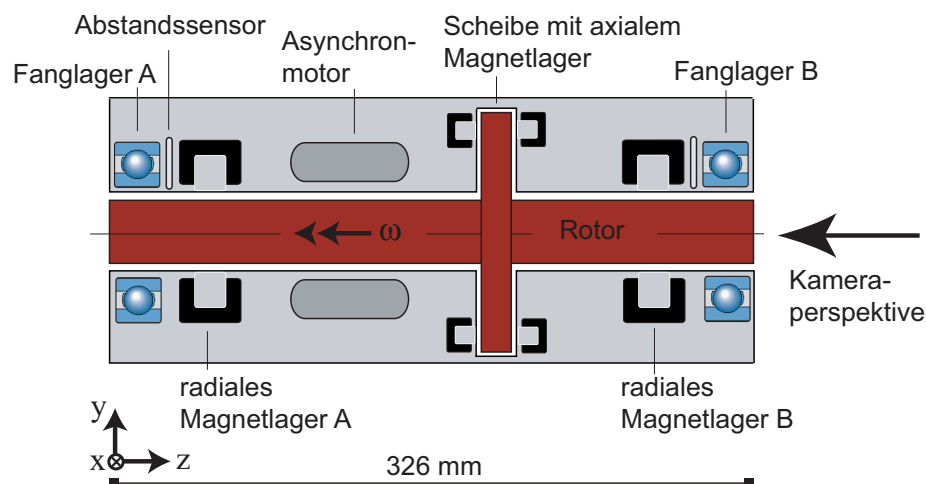


Bild 4.1: Skizze des magnetisch gelagerten Rotors

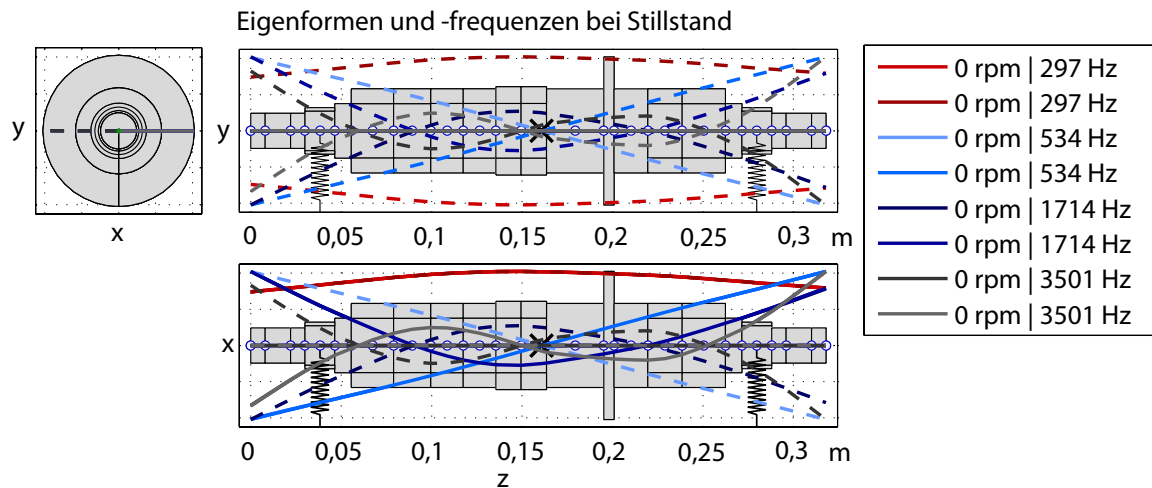


Bild 4.2: Eigenfrequenzen und -formen bei Lagerung mittels Wälzlager

Für die Abschätzung und Einordnung der Wirbelfrequenzen ist die erste Biegeeigenfrequenz des Rotors in den Fanglagern ausschlaggebend. Hierfür werden die in Kapitel 7.1.2 berechneten, aufgrund der zunehmenden Kontaktfläche nichtlinearen Steifigkeiten der Fanglager für den Bereich der gemessenen Eindringtiefen linearisiert. Mit diesen linearisierten Federsteifigkeiten werden die Eigenformen und -frequenzen des Systems mittels *Timoshenko-Balkentheorie* und dem Analyseprogramm *Rotorbuild* (siehe [Lar00]) berechnet.

Für das Fanglager der Bauart *SKF 6004* ergibt sich eine linearisierte radiale Steifigkeit von $6,6 \cdot 10^6$ N/m, was zu einer ersten Eigenfrequenz des Systems bei 297 Hz führt. Die für dieses System berechneten Eigenfrequenzen sind in Bild 4.2 dargestellt. Für das steifere Lager der Bauart *Koyo 6904* ergibt sich eine linearisierte Radialsteifigkeit von $9,3 \cdot 10^6$ N/m. Dies führt zu einer ersten Eigenfrequenz des Rotors in den Fanglagern von 343 Hz.

4.2 Mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie durchgeführte Versuche

Für die Hochgeschwindigkeitsanalysen werden Fallversuche bei den Startdrehfrequenzen von 150 Hz, 300 Hz, 400 Hz und 450 Hz durch Deaktivieren von jeweils einem oder beiden Magnetlagern durchgeführt. Dabei wird der Rotor jeweils aus der zentrischen Lage fallen gelassen. Diese Startposition führt nach [ON03] im allgemeinen mit einer relativ großen Wahrscheinlichkeit zu einem Wirbel.

An der Lagerstelle A ist ein Käfiglager des Typs *SKF 6004* eingebaut. An Lager B, das gefilmt wird, werden Versuche mit dem selben Lager durchgeführt sowie mit einem käfiglosen Lager des Typs *Koyo 6904*.

Als erste Ergebnisse dieser Aufnahmen kann festgehalten werden, dass bei mehreren Versuchen mit gleichen Anfangsbedingungen sowohl nicht kritische als auch kritische Systemzustände beobachtet werden können (siehe auch [HEAN06]). Eine Auflistung der Versuchsabfolge und deren Ausgang findet sich im Anhang B.

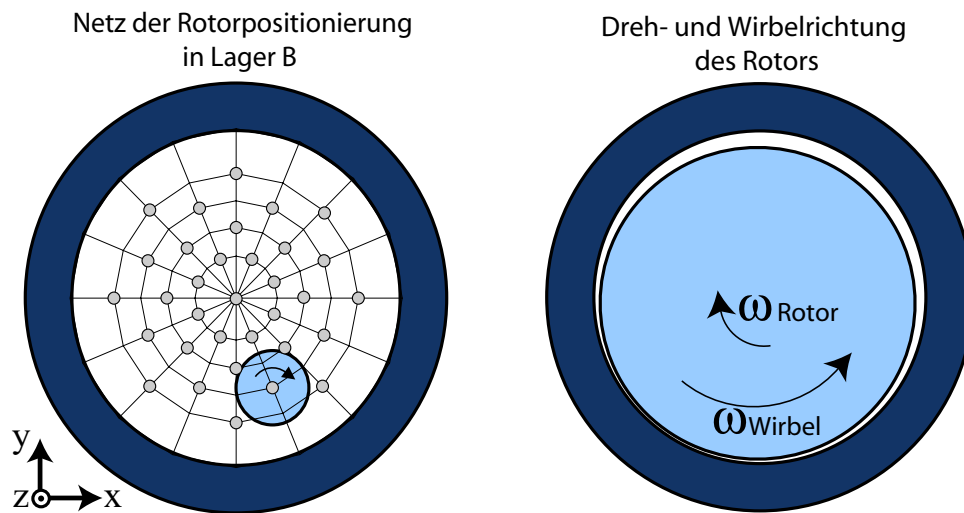


Bild 4.3: Netz der Positionierpunkte

4.3 Versuche für Stabilitätskarten

Zur Erkennung von Anfangs- und Randbedingungen, die zu einer Wirbelbewegung führen, sowie zur Analyse der neu entwickelten Fanglagereinheiten in Kapitel 12 werden die im Folgenden beschriebene Versuchsreihen mit variiert Rotorposition durchgeführt.

Ziel dieser Analysen ist die Erstellung von Stabilitätskarten, mit deren Hilfe die Einflüsse von Rotorpositionen, Rotordrehfrequenzen und Fanglager auf die Systemstabilität nach einem Rotorabsturz visualisiert und verglichen werden können. Jede Stabilitätskarte zeigt die Systemstabilität von Abstürzen aus verschiedenen Startpositionen des Rotors bei einer festen Drehzahl und einer gewählten Fanglagereinheit.

Zum Erreichen der zu untersuchenden Anfangspositionen wird der Rotor mittels geänderter Reglersollposition in den Magnetlagern radial verschoben. Nach Erreichen und Stabilisierung der neuen Position wird der Rotor aus beiden Magnetlagern fallen gelassen. Die Analysen werden bei einer konstanten Startposition gemacht, bei der (im Bereich des Messbaren) keine radiale und tangentielle Anfangsgeschwindigkeit vorliegt.

Für die Versuchsserien wird die Rotorachse nach den in Bild 4.4 gezeigten Mustern in Positionen gebracht. In der ersten Serie (siehe Abbildung 4.4 links) wird der Rotor parallel zur Achse der Fanglager radial verschoben. In der nächsten Serie (siehe Abbildung 4.4 Mitte) wird die Rotorachse in nur einem Magnetlager (Lager B) positioniert, während der Rotor im anderen Lager (Lager A) zentrisch gehalten wird. In der letzten Serie (siehe Abbildung 4.4 rechts) erfolgt eine punktsymmetrische Positionierung des Rotors, bei der die axiale Rotormitte verschiebungsfrei bleibt.

Abbildung 4.3 links zeigt die 33 untersuchten Positionspunkte. Die maximale Auslenkung des Rotors ist dabei durch die Größe des Luftspalts von radial $3 \cdot 10^{-4}$ m begrenzt.

Die zur Dokumentation der Ergebnisse erstellten Stabilitätskarten beziehen sich jeweils auf die Rotorposition in Lager B. Die Koordinaten sind wie in Bild 6.1 gewählt; der Blickwinkel entspricht der Kameraperspektive wie in Bild 4.1 eingezeichnet, also von außen, auf Lager B in Richtung Lager A sehend.

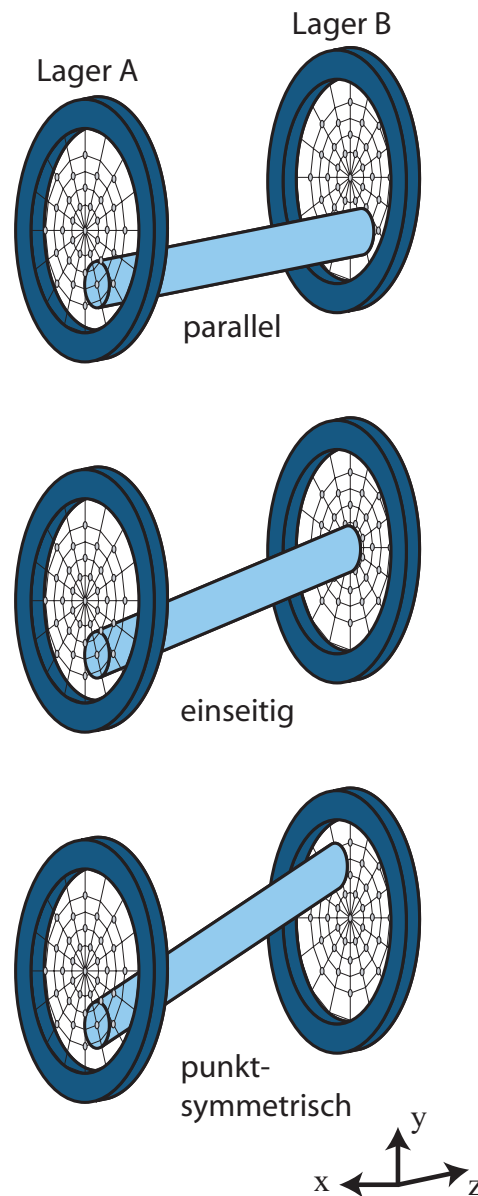


Bild 4.4: Positionierung der Rotorachse

5 Videographisches Messverfahren und Bilderkennung

Zur berührungslosen Messung des Beschleunigungsverhaltens von als Fanglager dienenden käfiglosen Rillenkugellagern werden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen von Abstürzen magnetgelagerter Rotoren erstellt und analysiert (siehe [HEAN06], [Hel07a], [Hel08] und [Hel07b]).

Die berührungslose Drehzahlerfassung der Lagerbauteile könnte bei Käfiglagern problemlos über photoelektrische Sensoren erfolgen, wie in Bild 5.1 dargestellt [SSS02]. Bei käfiglosen Lagern hat dieses Verfahren den Nachteil, dass die Geschwindigkeiten der Wälzelemente nur an vorher festgelegten Stellen bestimmt werden können und so Schwingungen in den Bewegungen einzelner Wälzelemente nur mit einer sehr großen Sensoranzahl und einem entsprechend großem Aufwand nachvollzogen werden können. Das Verfahren mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie ermöglicht dagegen eine zeitgleiche Beobachtung des gesamten Laufbahnbereichs und wird deshalb verwendet.

Im Folgenden werden der Messaufbau und das Messverfahren beschrieben, die Bildsignalanalyse dargestellt und zuletzt auf das Filtern und Entfernen von Störgrößen eingegangen. Die Abfolge der Schritte der Bilderkennung und Fehlerbehebung ist in Bild 5.2 dargestellt.

5.1 Beschreibung des Messaufbaus

Die Hochgeschwindigkeitsmessungen mit einer Aufnahme Frequenz von 1000 Hz werden mittels einer Kamera des Typs *NAC 1000 V-111* mit einer Bildauflösung von 768×576 Bildpunkten aufgezeichnet. Die Kamera blickt mit einem Abstand von etwa 1 m senkrecht auf die Stirnflächen von Rotor und Lager (siehe Abbildung 5.3). Die für die Auswertung relevante Lagerfläche wird dabei mit ca. 200×200 Bildpunkten abgebildet. Die beiden rechts und links von der Kamera positionierten Stroboskoplichter verursachen starke Helligkeitsschwankungen im Bild, so dass

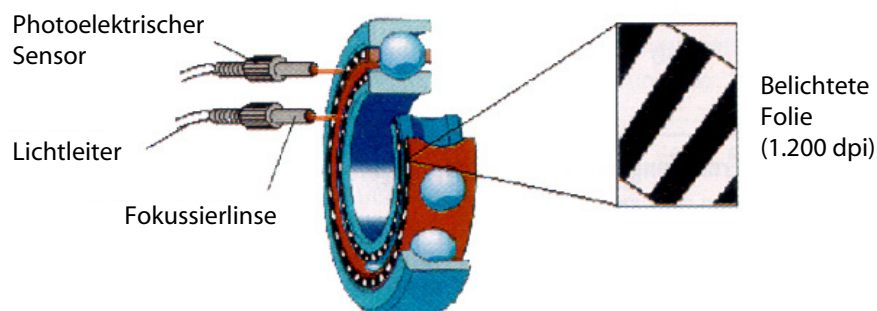


Bild 5.1: Messung der Wälzlagerbewegung aus [SSS02]

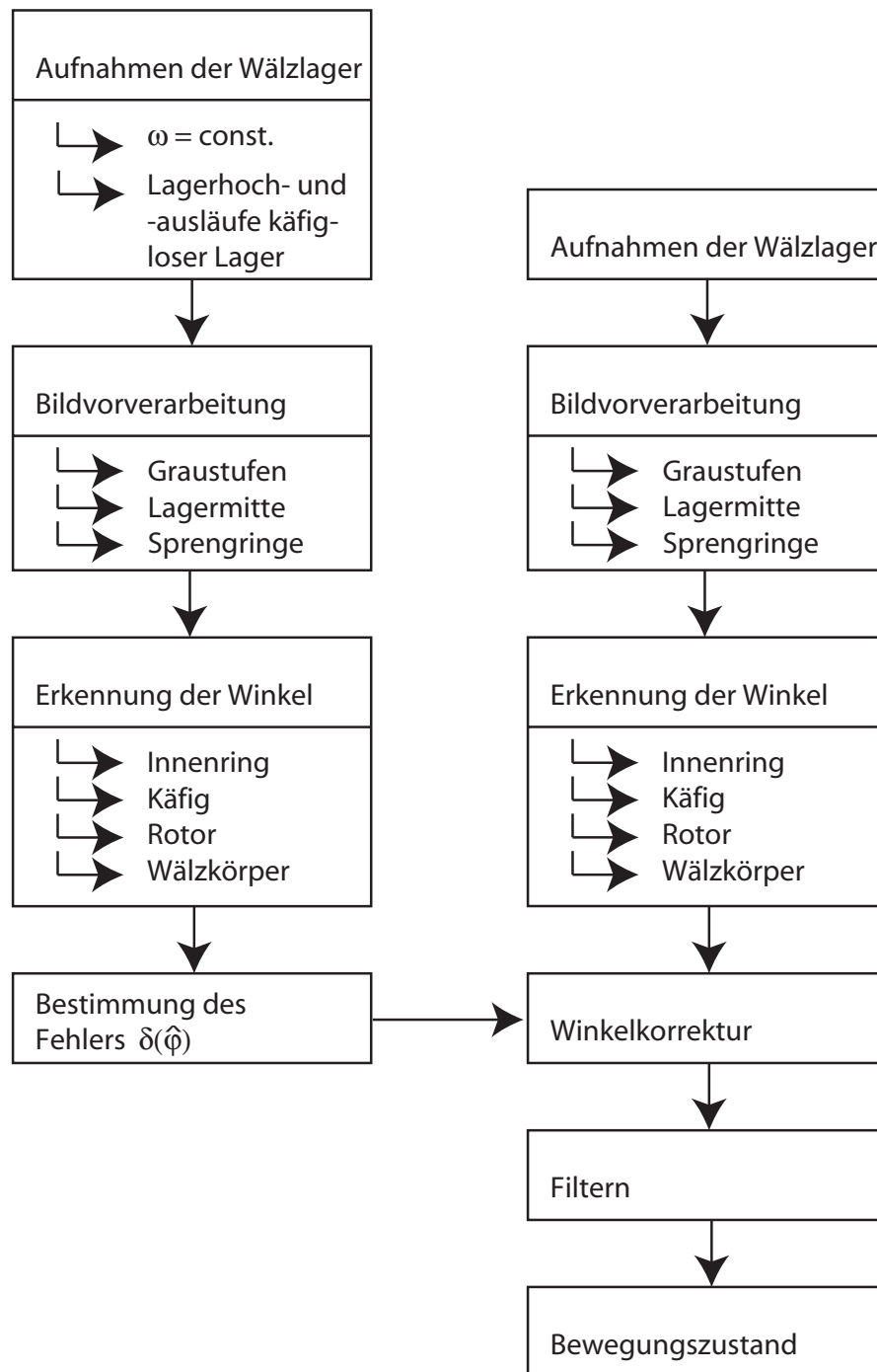


Bild 5.2: Schritte der Bilderkennung



Bild 5.3: Positionierung von Kamera und Scheinwerfern

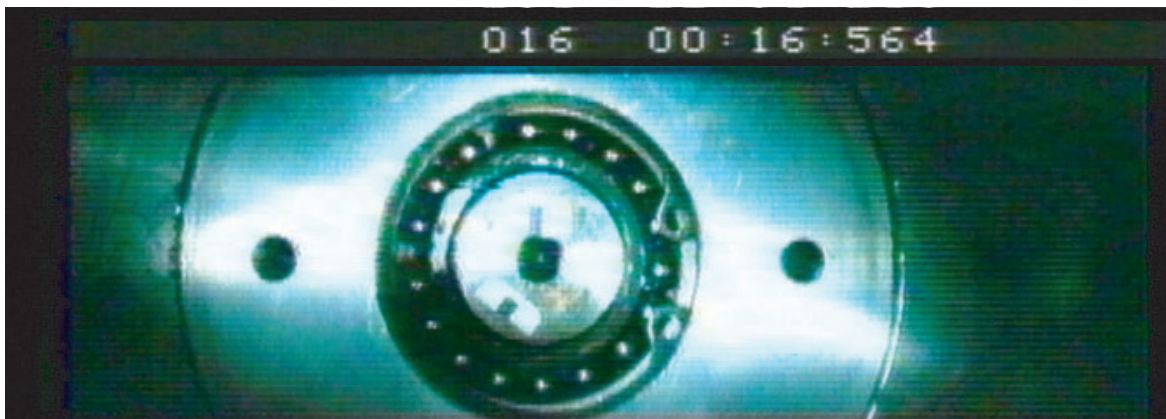


Bild 5.4: Beispielbild

der linke untere Bereich des Bildes sehr dunkel erscheint und bei der Bilderkennung besondere Aufmerksamkeit erfordert.

Für die Messungen werden VHS-Kassetten verwendet, die bei der Aufzeichnung ca. 35 mal schneller laufen als beim Abspielen. Diese mittels VHS aufgenommenen Daten werden digitalisiert und als Einzelbilder abgelegt (siehe Bild 5.4). In Bezug auf Bildauflösung und Aufnahme-frequenz mag die 1991 hergestellte Kamera auf den ersten Blick überholt erscheinen. Digitale Hochgeschwindigkeitskameras, die heute auf dem Markt sind, arbeiten mit wesentlich höheren Aufnahmefrequenzen. Auflösung und Aufnahmezeit sind dann jedoch durch die vom Mikroprozessor der Kamera verarbeitbare Datenmenge begrenzt. Bei einer Aufnahmefrequenz von 1000 Hz und einer Auflösung von 800×600 Pixel wären bei einer solchen Kamera nur 9 s Aufnahmezeit möglich [slo08]. Das VHS-System bietet neben der Ersparnis von Anschaffungskosten für ein zeitgemäßes System den Vorteil, mit wesentlich größeren Datenmengen umgehen zu können. Bei einer Aufnahmefrequenz von 1000 Hz können bis zu acht Minuten aufgezeichnet werden. Die Digitalisierung der VHS-Daten ist allerdings mit erheblichem Aufwand verbunden.

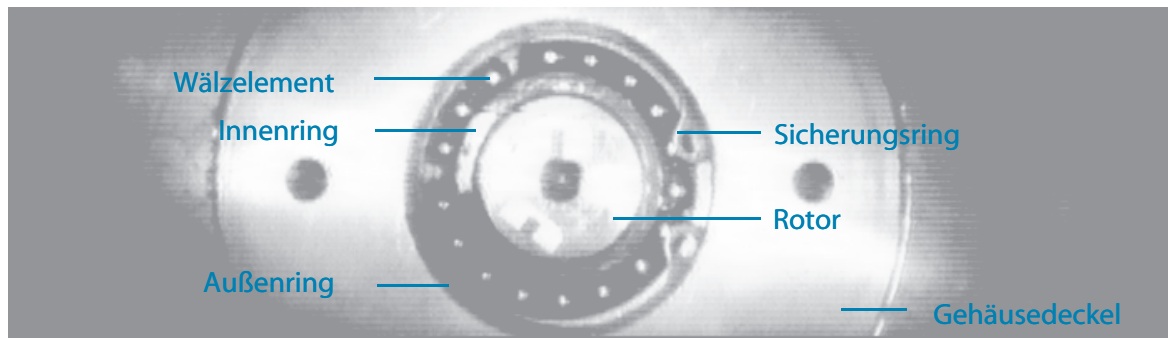


Bild 5.5: Bild in Graustufen mit Beschriftung der Lagerteile

5.2 Bildsignalanalyse

Die Bilderkennung ermittelt die Positionen von Rotor und Lagerelementen mit Hilfe der klassischen Verfahren der Bildverarbeitung. Neben der Ersparnis der Anschaffungskosten von Bilderkennungssoftware bietet eine selbst programmierte Bildauswertung den Vorteil, dass sie Informationen wie die bekannte Kinematik des Lagers nutzen kann. Das Numerikprogramm *Matlab* bietet gegenüber maschinennahen Sprachen den Vorteil, dass sowohl numerische als auch Bildbearbeitungs-spezifische Funktionen bereits implementiert sind. Es bietet sich daher an, um Methoden zu testen. Zur Auswertung der Bilder wird dann *Java* verwendet, das sich für diese Anwendung als weniger rechenzeitaufwendig herausgestellt hat. In [Zik06] findet sich auch eine ausführliche Darstellung vieler der hier zusammengefassten Algorithmen.

5.2.1 Bildvorverarbeitung

Reduktion der Farbbilder auf Graustufen: Da in den Bildern keine relevanten Farbinformationen enthalten sind, werden die Farbwerte des RGB-Modells mit der Formel nach [Jai89] in ein Helligkeitsmodell umgewandelt:

$$K = 0,299 \cdot R + 0,587 \cdot G + 0,114 \cdot B \quad (5.1)$$

K entspricht dabei der Luminanz, also der Lichtstärke pro Pixel. R , G , B sind die Anteile von Rot, Grün und Blau in dieser Reihenfolge. Der Wertebereich von R , G , B und K reicht jeweils von 0 bis 255, wobei 0 für die geringste und 255 für die höchste Intensität steht. Gleichung (5.1) spiegelt wieder, dass das menschliche Auge Grün als heller wahrnimmt als Rot oder Blau. Bild 5.5 zeigt ein solches auf Graustufen reduziertes Bild mit Angabe der darin abgebildeten Lagerbauteile.

Bestimmung des Lagermittelpunkts: Zur Bestimmung des Lagermittelpunkts, der der Bezugspunkt für alle gesuchten Positionen ist, wird mit Hilfe eines *Sobel*-Filters ein Kantenbild des Lagerbereichs erstellt (siehe Abbildung 5.6). Anschließend wird der äußeren Rand des Lagers mit Hilfe der *Hough*-Transformation (siehe [IK88], [Pic87], [Lea92]) als eine Ellipse approximiert. Der Mittelpunkt der gefundenen Ellipse ist der Lagermittelpunkt.

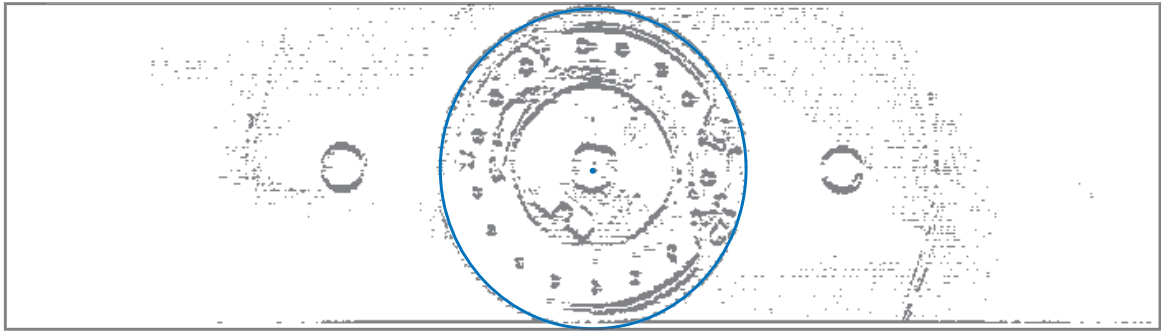


Bild 5.6: Bildzentrierung mit Hilfe eines Sobel-Filters

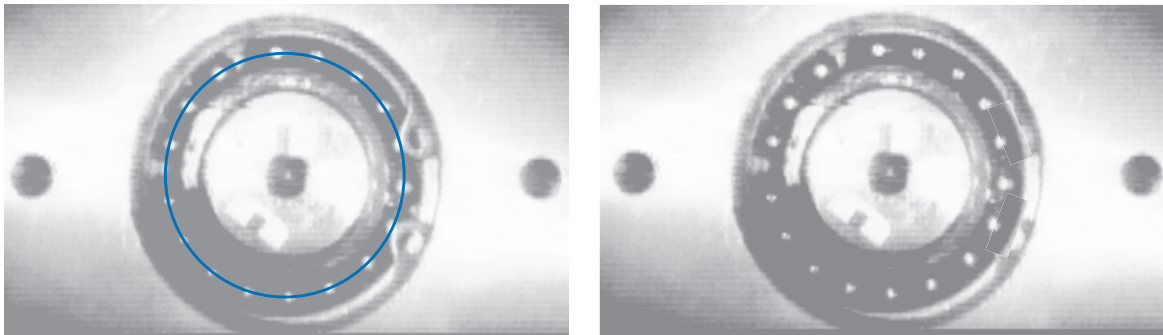


Bild 5.7: Entfernung der Ösen des Sicherungsrings aus dem Bild, links dargestellt die Spiegelebene, rechts das Ergebnis

Entfernen des Sicherungsrings: Im Bild befinden sich zwei Ösen des Sicherungsrings, deren Reflektionen im Laufbahnbereich die Erkennung der Wälzkörper stören. Sie werden entfernt, indem in diesem Bereich der nicht überdeckte Ausschnitt im Innenbereich der Laufbahn an der Laufbahnmitte (siehe Abbildung 5.7) gespiegelt wird.

5.2.2 Erkennung der Winkelposition des Innenrings und des Käfigs

Der Innenring des Lagers ist durch einen breiten weißen Strich markiert, in dem sich ein schmaler schwarzer Strich befindet (Abbildung 5.8 links). Die Winkelposition dieser Markierung wird gefunden, indem die Helligkeitsverteilung auf dem elliptischen Ring (Abbildung 5.8 Mitte), auf der die Pixel liegen, die den Innenring abbilden, untersucht wird. Dabei wird von jedem Pixel auf der in Abbildung 5.8 rechts dargestellten Ellipse der Median mit seiner 7×7 -Nachbarschaft berechnet. Die Abtastung der Punkte auf der Ellipse erfolgt nach dem *Verfahren von Bresenham* ([BGP83],[FVF95],[DO91]). Die so erfassten Grauwerte sind in Abbildung 5.9 als schwarze Linie dargestellt.

Nun wird aus der Helligkeit der Markierung eine Referenzstruktur (in Bild 5.9 blau dargestellt) erzeugt, mit deren Helligkeitsprofil die Grauwertkurve des Suchbereichs verglichen wird, indem diese entlang der Grauwertkurve verschoben wird. An der Position des geringsten Abstandes der beiden Kurven befindet sich die gesuchte Markierung.

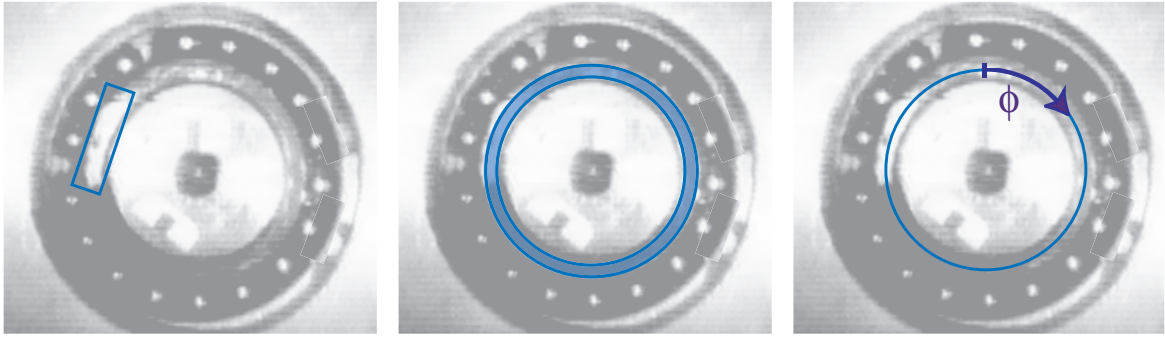


Bild 5.8: Erkennung des Innenrings

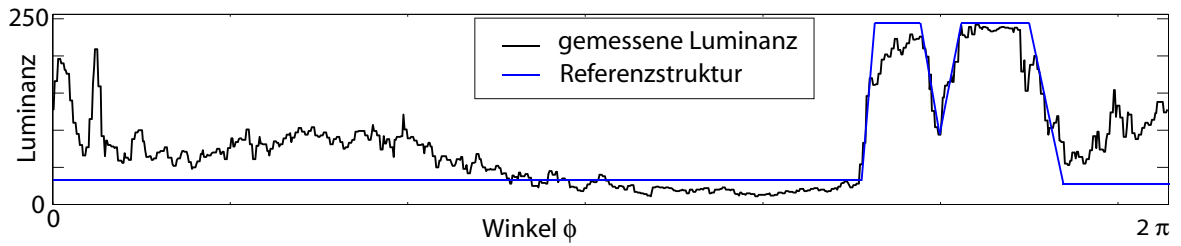


Bild 5.9: Helligkeitsverteilung des Innenrings und Referenzstruktur

Beindet sich die Markierung innerhalb des schlecht ausgeleuchteten Bereichs, und wird deshalb nicht eindeutig erkannt, wird der bekannte Bewegungszustand des Innenrings genutzt, um den Suchbereich einzuschränken: Aus den beiden vorangegangenen Bildern $i - 1$ und i wird mittels Rückwärtsdifferenz und der bekannten Zeitdifferenz dt zwischen zwei Aufnahmen die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{Ring\ i}$ des Innenrings im Bild i bestimmt:

$$\dot{\varphi}_{Ring\ i} = \frac{\varphi_{Ring\ i} - \varphi_{Ring\ i-1}}{dt} \quad (5.2)$$

Mit dieser Winkelgeschwindigkeit wird nun die erwartete Winkeldifferenz $d\varphi_{Ring\ i} = \dot{\varphi}_{Ring\ i} \cdot dt$ berechnet, die der Ring innerhalb des folgenden Zeitschritts zurücklegt. Damit und mit der Kenntnis der Position $\varphi_{Ring\ i}$ der Markierung im vorangegangenen Bild wird die zu erwartende neue Position $\varphi_{Ring\ erwartet\ i+1}$ bestimmt:

$$\varphi_{Ring\ erwartet\ i+1} = \varphi_{Ring\ i} + d\varphi_{Ring\ i} = \varphi_{Ring\ i} + \dot{\varphi}_{Ring\ i} \cdot dt. \quad (5.3)$$

In diesem Bereich wird dann weiter gesucht. Die Erkennung der Innenringposition erfolgt mit einer Auflösung von 0,018 rad, was der Breite von einem Pixel auf dem Suchkreis entspricht. Bei Käfiglagern erfolgt die Erkennung des Käfigs auf dem selben Weg wie der des Innenrings.

5.2.3 Erkennung von Position und Winkelposition des Rotors

Die Position des Rotormittelpunkts wird mit dem selben Verfahren gefunden wie der Bildmittelpunkt (siehe Abschnitt 5.2.1). Die Auflösung der Videomessung ist mit 5000 Pixel/m sehr klein: Die $6 \cdot 10^{-4}$ m Bewegungsspielraum des Rotors werden dabei auf nur 3 Pixel abgebildet. Die

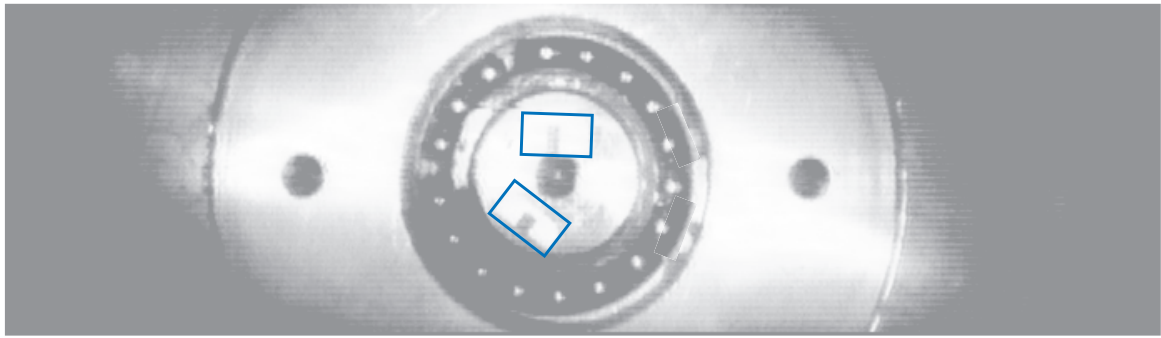


Bild 5.10: Markierung des Rotors

Messungen der Rotorposition der induktiven Wegsensoren sind mit $5 \cdot 10^{-7}$ m wesentlich besser aufgelöst. Die Videomessungen für die Rotorauslenkung werden genutzt, um die Ergebnisse beider Messverfahren zu synchronisieren.

Der Rotor ist zur Erkennung seiner Winkelposition mit zwei Markierungen (siehe Bild 5.10) versehen, von denen eine Referenzmatrix erstellt wird. Diese wird entlang eines Suchkreises um den Rotormittelpunkt mit Hilfe des *normierten Kreuzkorrelationskoeffizienten* (siehe [Jae97], [LOPR97]) mit der abgebildeten Struktur verglichen. Die Referenzstruktur befindet sich an dem Winkel, an dem dieser Wert gegen 1 geht.

Im Falle des Rotors sind die Suchkreise sehr klein. Eine Verschiebung von einem Pixel entspricht einem Winkel von 0,05 rad, entsprechend grob ist die erkannte Winkelposition des Rotors. Da der Rotor eine große Trägheit hat, ändert sich dessen Drehzahl nur sehr langsam und Fehler können durch Tiefpassfiltern entfernt werden, ohne an Genauigkeit zu verlieren.

5.2.4 Erkennung der Wälzkörperpositionen bei käfiglosen Lagern

Die Startpunkte der Wälzkörperdetektion werden gefunden, indem wie bei der Bestimmung der Innenringposition ein ellipsenförmiger Suchbereich (Bild 5.11 links) im Bereich der abgebildeten Laufbahn auf Helligkeitsmaxima untersucht wird. Zur exakten Bestimmung der Kugelpositionen wird für jedes gefundene Maximum der Schwerpunkt der Grauwertkurve im ursprünglichen zweidimensionalen 10×10 -Bildbereich (Bild 5.11 rechts) des Maximums berechnet. Da ein vom Schwerpunkt abweichender Suchbereich den gefundenen Schwerpunkt in die Richtung der Abweichung verschiebt, wird diese Rechnung iterativ durchgeführt, bis das Ergebnis konvergiert.

Ein mögliche Verschiebung der Lichtkegel durch die Positionierung der Beleuchtung wird bei der Bilderkennung nicht berücksichtigt. Dadurch bedingte Fehler werden nachträglich entfernt (siehe Abschnitt 5.3). Die jeweils im Abstand von 0,1 m rechts und links von der Kamera positionierten Lichtquellen befinden sich mit der Kamera in 1 m Abstand zum Messobjekt.

Die Maxima dieser so entstandenen tiefpassgefilterten Grauwertkurven in Bild 5.12 sind potentielle Wälzkörperpositionen. Sie können aus Lichtkegeln von Kugeln resultieren oder aus Reflexionen des Laufbahnhintergrunds. In stärker ausgeleuchteten Bereichen der Laufbahn können Reflexionen des Laufbahnhintergrunds wesentlich stärker sein als die Lichtkegel von Wälzkörpern in dunkleren Bereich des Bildes. Die beiden markierten Maxima in Bild 5.12 resultieren aus solchen Störungen.

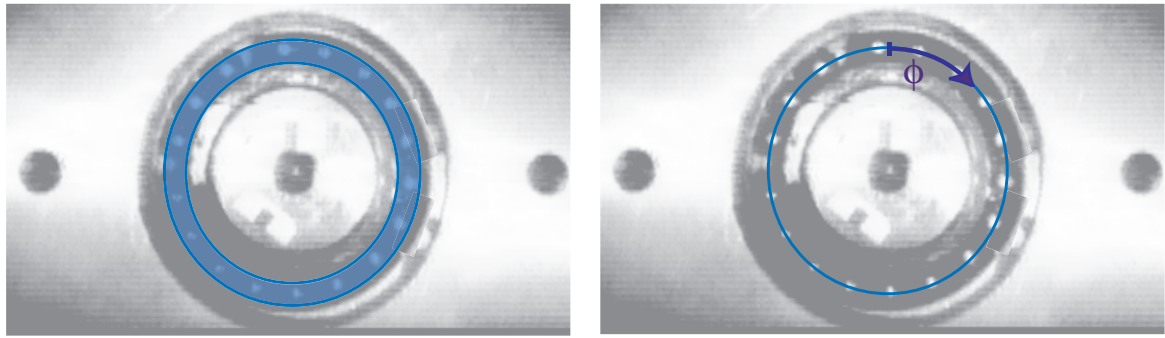


Bild 5.11: Erkennung der Wälzkörper

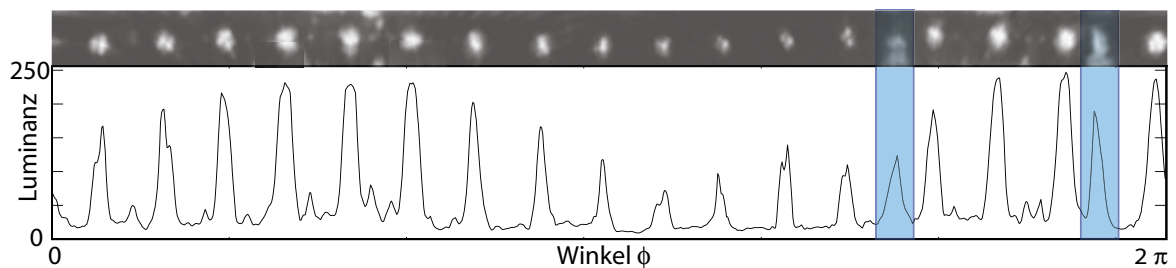


Bild 5.12: Helligkeitsverteilung im Laufbahnbereich

Um aus den n gefundenen Maxima die 17 Kugelpositionen zu finden, werden alle möglichen m Kombinationen dieser Maxima betrachtet. Dies sind

$$m = \binom{n}{17} \quad (5.4)$$

Möglichkeiten. Zur Bewertung dieser Möglichkeiten und somit Erkennung der Störungen werden Abstand, Helligkeit und Form der gefundenen Maxima analysiert und diesen Kriterien Güterwerte zugeordnet.

- **Abstand:** Für jede mögliche Kombinationen aus Kugelpositionen werden zuerst die Abstände der Maximapositionen betrachtet. Wenn einer dieser Abstände kleiner ist als der Kugeldurchmesser, so muss mindestens einer der zugehörigen Punkte ein Lichtreflex sein. Eine solche Kombination wird sofort verworfen.
- **Helligkeit:** Wenn die Helligkeit eines Maximums deutlich geringer ist als die seiner Nachbarn, dann handelt es sich mit großer Wahrscheinlichkeit um eine Störung. Ist die Helligkeit einer potentiellen Kugelposition kleiner als 60 % der Helligkeit ihrer Nachbarn, wird diese Position sofort verworfen. Hat eine potentielle Kugelposition hingegen eine ähnliche maximale Helligkeit wie ihre Nachbarpositionen, so wird ihr ein hoher *Helligkeitsgüterwert* zugeordnet.
- **Form:** Der Lichtkegel einer Kugel ist elliptisch, mit der maximalen Helligkeit in der Mitte und einem kontinuierlichen Abfall der Helligkeit zu den Kanten hin. Reflektionen des Laufbahnhintergrunds können hingegen verschiedenste Formen annehmen. Durch die ebene Fläche des Hintergrunds weisen seine Reflexionen weniger Helligkeitsunterschiede auf.

Um den *Formgütewert* einer Position zu finden, wird nun eine Referenzstruktur für einen Lichtkegel auf eine Kugel erzeugt und mit gefundenen Helligkeitsverteilung verglichen.

Für alle Maximakombinationen, die aufgrund von Abstand und Helligkeit mögliche Kugelpositionen darstellen, werden die aus den Kriterien *Helligkeit* und *Form* erzeugten Gütewerte der einzelnen Positionen gewichtet summiert und so die Kombination mit den besten Übereinstimmungen zu Kugeln gefunden. Ist dieser gefundene Maximalwert nicht eindeutig größer als der zweithöchste, wird die gefundenen Kombination visuell überprüft.

5.3 Messgenauigkeit und Behandlung von Störgrößen

5.3.1 Winkelabhängige Fehler

Systematisch falsch erkannte Winkel aufgrund von Linsenverzerrung oder ungenauer Kameraausrichtung können bei der Messung von Rotor- und Lagergeschwindigkeiten zur Darstellung von im realen System nicht vorhandenen Schwingungen führen. Ein solche systematisch fehlerbehaftete Winkelerkennung bedeutet, dass der gemessene Winkel $\hat{\varphi}$ des beobachteten Objekts gegenüber der wahren Winkelposition φ mit dem winkelabhängigen Fehler $\delta(\hat{\varphi})$ behaftet ist:

$$\varphi = \hat{\varphi} + \delta(\hat{\varphi}) \quad (5.5)$$

Der winkelabhängige Fehler $\delta(\hat{\varphi})$ setzt sich in erster Linie zusammen aus Anteilen $\delta_M(\hat{\varphi})$ infolge Mittelpunktverschiebung, $\delta_E(\hat{\varphi})$ infolge Ellipsenverzerrung und $\delta_L(\hat{\varphi})$ infolge Linsenverzerrung. Alle drei haben gemeinsam, dass sie 2π -periodisch sind, und somit als Fourierreihe der Form

$$\delta(\hat{\varphi}) = \sum_{k=0:\infty} (a_k \cdot \cos(k \cdot \hat{\varphi}) + b_k \cdot \sin(k \cdot \hat{\varphi})) \quad (5.6)$$

dargestellt werden können. Was die drei Fehler unterscheidet, sind die charakteristischen Frequenzen, die je Fehler besonders stark in den Vordergrund treten.

Mittelpunktverschiebung: Wird der Mittelpunkt eines Kreises oder einer Ellipse falsch erkannt, ergeben sich die in Abbildung 5.13 links dargestellten Winkelverschiebungen. Die blauen Kurven kennzeichnen jeweils die Ergebnisse einer fehlerfreien Messung, während die schwarzen die fehlerbehafteten Messergebnisse darstellen. Durch eine Mittelpunktverschiebung ergeben sich bei der Winkelpositionsmessung die in Abbildung 5.13 oben rechts dargestellten Abweichungen. Wird aus solchen gestörten Messergebnissen die Winkelgeschwindigkeit eines sich mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{Element} = 2\pi/s$ bewegenden Elements ermittelt, ergibt sich der in Abbildung 5.13 unten rechts dargestellte Fehler. Dieser Fehler $\delta_M(\hat{\varphi})$ hat ungefähr die Form einer harmonischen Schwingung mit der Frequenz der Umlauffrequenz:

$$\delta_M(\hat{\varphi}) \approx a_1 \cdot \cos(\hat{\varphi}) + b_1 \cdot \sin(\hat{\varphi}) \quad (5.7)$$

Die aus diesen Störung resultierenden Schwingungen dürfen nicht durch Filtern beseitigt werden, da beim Beschleunigungsvorgang der Fanglager Schwingungen der Wälzkörpergeschwindigkeiten zu erwarten sind und gegebenenfalls gemessen werden sollen (siehe Kapitel 8.2).

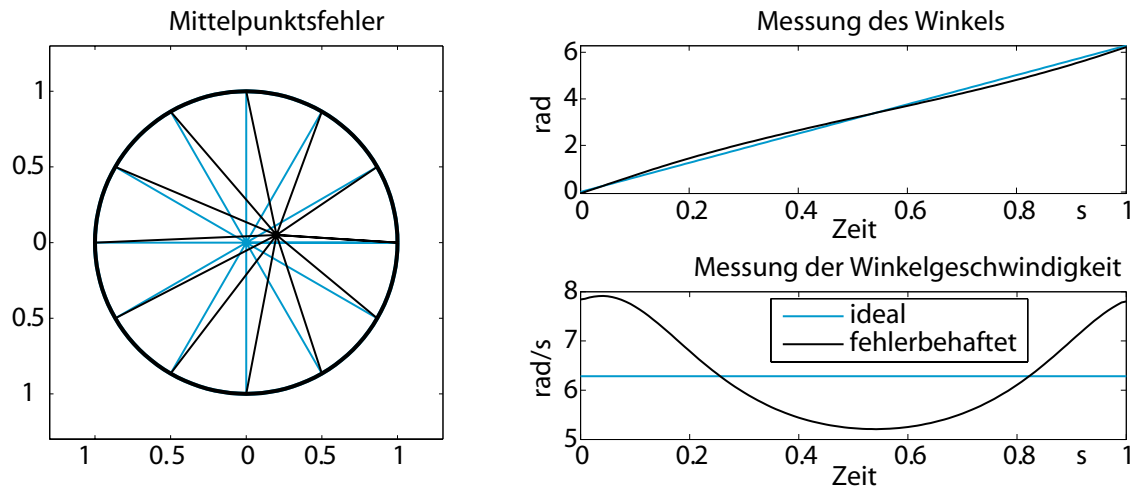


Bild 5.13: Auswirkungen einer Mittelpunktsverschiebung

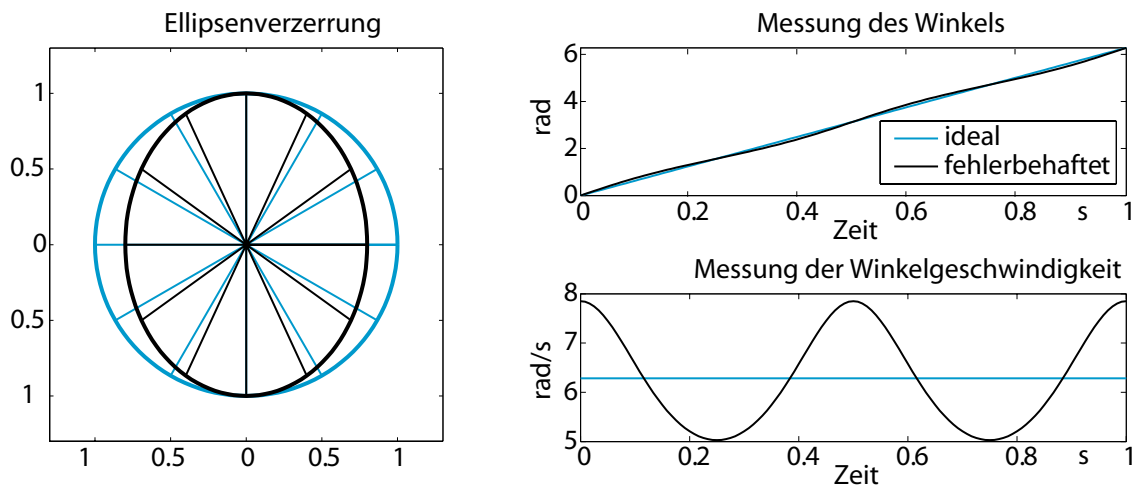


Bild 5.14: Auswirkung einer Bildverzerrung

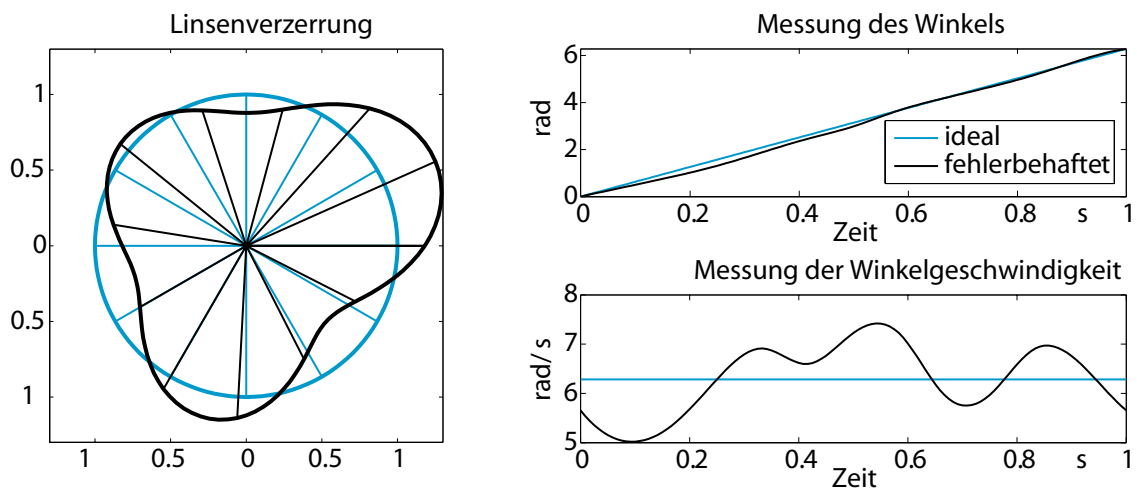


Bild 5.15: Auswirkung von Linsenverzerrungen

Ellipsenverzerrung: Wird ein Kreis zu einer Ellipse verzerrt, so ergeben sich in der Messung Fehler mit einer dominanten Frequenz der doppelten Winkelgeschwindigkeit des beobachteten Objekts (siehe Bild 5.14 links). Diese Form der Störung entsteht, wenn die Kamera nicht genau orthogonal zur beobachteten Kreisfläche ausgerichtet ist. Rechts oben in Bild 5.14 sind die Abweichungen der Messung über der während einer Umdrehung verstrichenen Zeit aufgetragen. Im Graphen rechts unten ist die Messabweichung dargestellt, die sich bei der Ermittlung der Winkelgeschwindigkeit eines sich mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{Element} = 2\pi/s$ bewegenden Elements ergibt. Hier dominiert eine Schwingung mit der doppelten Umlauffrequenz des Objekts.

$$\delta_E(\hat{\varphi}) \approx a_2 \cdot \cos(2 \cdot \hat{\varphi}) + b_2 \cdot \sin(2 \cdot \hat{\varphi}) \quad (5.8)$$

Diese Frequenzen ergeben sich auch, wenn eine Ellipse mit falschen Achsenverhältnissen oder um den Mittelpunkt gedreht dargestellt wurde.

Linsenverzerrung: Fehler durch Linsenverzerrung sind nicht an einer spezifischen Frequenz zu erkennen (siehe beispielhaft in Bild 5.15). Die Messfehler können dargestellt werden als Summe von 2π -periodischen Schwingungen, deren minimale Frequenz die Umlauffrequenz des Suchobjekts ist:

$$\delta_L(\hat{\varphi}) = \sum_{k=0:\infty} (a_k \cdot \cos(k \cdot \hat{\varphi}) + b_k \cdot \sin(k \cdot \hat{\varphi})) \quad (5.9)$$

Die Summe aller in diesem Abschnitt beschriebenen Fehler $\delta(\hat{\varphi})$ lässt sich somit als Fourierreihe darstellen:

$$\delta(\hat{\varphi}) = \delta_M(\hat{\varphi}) + \delta_E(\hat{\varphi}) + \delta_L(\hat{\varphi}) \quad (5.10)$$

$$= \sum_{k=0:\infty} (\bar{a}_k \cdot \cos(k \cdot \hat{\varphi}) + \bar{b}_k \sin(k \cdot \hat{\varphi})) \quad (5.11)$$

5.3.2 Korrektur von winkelabhängigen Fehlern

Zur Erkennung und späteren Korrektur solcher Fehler werden die folgenden Informationen über die Bewegung des Wälzlagers genutzt.

Winkelfehler bei mit konstanter Geschwindigkeit laufenden Bauteilen: Zur Berechnung winkelabhängiger Fehler bei Rotor, Innenring und Käfig werden Messungen bei konstanter Drehgeschwindigkeit von Rotor und Lager analysiert. Dabei werden die Messwerte $\hat{\varphi}_i$ zu den Zeiten

$$t_i = i \cdot dt \quad (5.12)$$

betrachtet. Bei konstanter Drehkreisfrequenz ω kann der erwartete Winkel $\varphi(i)$ zum Zeitpunkt t_i mittels

$$\varphi_{\varphi_0, \omega}(i) = \varphi_0 + \omega \cdot i \cdot dt \quad (5.13)$$

beschrieben werden. Die Drehkreisfrequenz ω sowie der Winkel φ_0 zur Zeit t_0 werden mittels Methode der kleinsten Fehlerquadrate gefunden, so dass die Summe der quadratischen Abstände der n Messwerte $\hat{\varphi}_i$ und den nach Gleichung (5.13) erwarteten Winkeln $\varphi(i)$ minimiert wird:

$$\sum_{i=1}^n (\varphi_{\varphi_0, \omega}(i) - \hat{\varphi}_i)^2 = \min_{\tilde{\omega}, \tilde{\varphi}_0} \sum_{i=1}^n (\varphi_{\tilde{\varphi}_0, \tilde{\omega}}(i) - \hat{\varphi}_i)^2. \quad (5.14)$$

Dann wird aus der Differenz (siehe Gleichung (5.5))

$$\hat{\delta}_i = \varphi_{\varphi_0, \omega}(i) - \hat{\varphi}_i \quad (5.15)$$

zwischen erwarteter $\varphi_{\varphi_0, \omega}(i)$ und gemessener Winkelposition $\hat{\varphi}_i$ für jeden Messpunkt i der gemessene winkelabhängige Fehler $\hat{\delta}_i$ berechnet. An diese gemessenen Fehler $\hat{\delta}_i$ wird eine winkelabhängige Fehlerfunktion $\delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\hat{\varphi}_i)$ in Fourierreihendarstellung 6. Ordnung mit den Koeffizienten $\tilde{a}_{\{1...6\}}$ und $\tilde{b}_{\{1...6\}}$ angenähert.

$$\delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\hat{\varphi}_i) = \sum_{k=1}^6 \left(\tilde{a}_k \cos(k \cdot \hat{\varphi}_i) + \tilde{b}_k \sin(k \cdot \hat{\varphi}_i) \right). \quad (5.16)$$

Der Ansatz ist ohne konstantes Glied \tilde{a}_0 , da dieses eine konstante Verschiebung des Messwertes bedeuten würde, die für die Rechnungen nicht relevant ist und außerdem auf diesem Weg nicht berechenbar ist. Mittels Methode der kleinsten Fehlerquadrate werden die Koeffizienten \tilde{a}_k und \tilde{b}_k berechnet, die den Abstand der Funktion $\delta(\hat{\varphi}_i)$ mit den gemessenen Fehlern $\hat{\delta}_i$ an den n Messpunkten minimieren:

$$\sum_{i=1}^n \left(\delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\hat{\varphi}_i) - \hat{\delta}_i \right)^2 = \min_{\tilde{a}_{\{1...6\}}, \tilde{b}_{\{1...6\}}} \sum_{i=1}^n \left(\delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\hat{\varphi}_i) - \hat{\delta}_i \right)^2 \quad (5.17)$$

Der Fehler $\delta(\hat{\varphi})$ kann nun mit den so bestimmten Koeffizienten \tilde{a}_k und \tilde{b}_k ausgedrückt werden als

$$\delta(\hat{\varphi}) = \sum_{k=1}^6 \left(\tilde{a}_k \cos(k \cdot \hat{\varphi}) + \tilde{b}_k \sin(k \cdot \hat{\varphi}) \right). \quad (5.18)$$

Winkelfehler bei Wälzelementen käfigloser Lager: Da in einem käfiglosen Lager die Wälzelemente auch bei konstanter Innenringgeschwindigkeit mit nicht konstanter Geschwindigkeit umlaufen, kommt zur Berechnung der Winkelfehler im Laufbahnbereich ein anderes Verfahren zum Einsatz. Winkelfehler werden mit Hilfe der gemessenen minimalen Kugelabstände erkannt, die bei fehlerfreier Messung gleich dem Kugeldurchmesser sein müssen. Für diese Messungen werden Lagerhoch- und -ausläufe analysiert, bei denen man davon ausgehen kann, dass Kugelkollisionen in jedem Winkelbereich stattfinden.

Der Winkelabstand θ^j der j -ten Kugel zur hinter dieser laufenden berechnet sich als Differenz aus den Winkeln φ^j und φ^{j+1} . Die gemessenen Winkelabstände $\hat{\theta}$ werden analog aus den gemessenen Winkeln $\hat{\varphi}^j$ und $\hat{\varphi}^{j+1}$ berechnet.

$$\hat{\theta}^j = \hat{\varphi}^{j+1} - \hat{\varphi}^j. \quad (5.19)$$

Diese Abstände zur hinter einer Kugel laufenden Kugel werden für alle Messzeitpunkte i und Kugeln j berechnet. Um die jeweils kleinsten Kugelabstände über den Winkel verteilt zu finden, wird der Winkelbereich in 100 äquidistante Bereiche $\hat{\phi}_c$ eingeteilt, in deren geometrischer Mitte sich der Winkel $\hat{\phi}_c$ befindet. Für jeden dieser Bereiche $\hat{\phi}_c$ wird der kleinste darin gemessene Kugelabstand $\hat{\theta}_c^{min}$ ermittelt. Dieser ist gleich dem durch die Messfehler $\delta(\hat{\phi}_c)$ und $\delta(\hat{\phi}_c + \hat{d}_{Kugel})$ der vorherigen und der nachfolgenden Kugel verfälschten Kugeldurchmesser d_{Kugel} .

$$\hat{\theta}_c^{min} = d_{Kugel} - \delta(\hat{\phi}_c) + \delta(\hat{\phi}_c + \hat{d}_{Kugel}). \quad (5.20)$$

Dabei ist d_{Kugel} der auf den Winkel bezogene Kugeldurchmesser und \hat{d}_{Kugel} der gemessene auf den Winkel bezogene Kugeldurchmesser. Letzterer wird als $\hat{d}_{Kugel} = d_{Kugel}$ angenähert. Für $\delta(\hat{\phi})$ wird wieder eine Fourierreihe 6. Ordnung ohne konstantes Glied als Ansatzfunktion gewählt:

$$\delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\phi) = \sum_{k=1}^6 \left(\tilde{a}_k \cos(k \cdot \phi) + \tilde{b}_k \sin(k \cdot \phi) \right). \quad (5.21)$$

Mittels Methode der kleinsten Fehlerquadrate werden die Koeffizienten \bar{a}_k und \bar{b}_k berechnet, die die Summe der quadratischen Fehler in 5.20 minimieren:

$$\begin{aligned} & \sum_{c=1}^{100} \left(\hat{\theta}_c^{min} - d_{Kugel} + \delta_{\bar{a}, \bar{b}}(\hat{\phi}_c) - \delta_{\bar{a}, \bar{b}}(\hat{\phi}_c + \hat{d}_{Kugel}) \right)^2 \\ &= \min_{\tilde{a}_{\{1 \dots 6\}}, \tilde{b}_{\{1 \dots 6\}}} \sum_{c=1}^{100} \left(\hat{\theta}_c^{min} - d_{Kugel} + \delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\hat{\phi}_c) - \delta_{\tilde{a}, \tilde{b}}(\hat{\phi}_c + \hat{d}_{Kugel}) \right)^2. \end{aligned} \quad (5.22)$$

Der Fehler $\delta(\hat{\phi})$ kann nun mit den so bestimmten Koeffizienten \bar{a}_k und \bar{b}_k ausgedrückt werden als

$$\delta(\hat{\phi}) = \sum_{k=1}^6 \left(\bar{a}_k \cos(k \cdot \hat{\phi}) + \bar{b}_k \sin(k \cdot \hat{\phi}) \right). \quad (5.23)$$

Ist der winkelabhängige Fehler $\delta(\hat{\phi})$ bestimmt, kann der wahre Winkel φ aus dem gemessenen $\hat{\phi}$ nach 5.5 berechnet werden als

$$\varphi = \hat{\phi} + \delta_{\bar{a}, \bar{b}}(\hat{\phi}). \quad (5.24)$$

Bild 5.16 zeigt die Winkelgeschwindigkeit des Innenrings vor (rot) und nach (hellblau) der Korrektur von winkelabhängigen Fehlern. Links ist ein Lagerhochlauf gezeigt und rechts ein Lauf bei konstanter Geschwindigkeit. Im Messsignal des bei einer konstanten Drehfrequenz von 145 Hz laufenden Innenrings ist deutlich eine überlagerte Schwingung der doppelten Drehfrequenz von 290 Hz erkennbar (siehe Bild 5.16 rechts, rot dargestellt), die aus einer Ellipsenverzerrung resultiert. Die nach der Korrektur der winkelabhängigen Fehler gefilterten Daten sind in dunkelblau dargestellt. Der dazu angewendete Filter wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

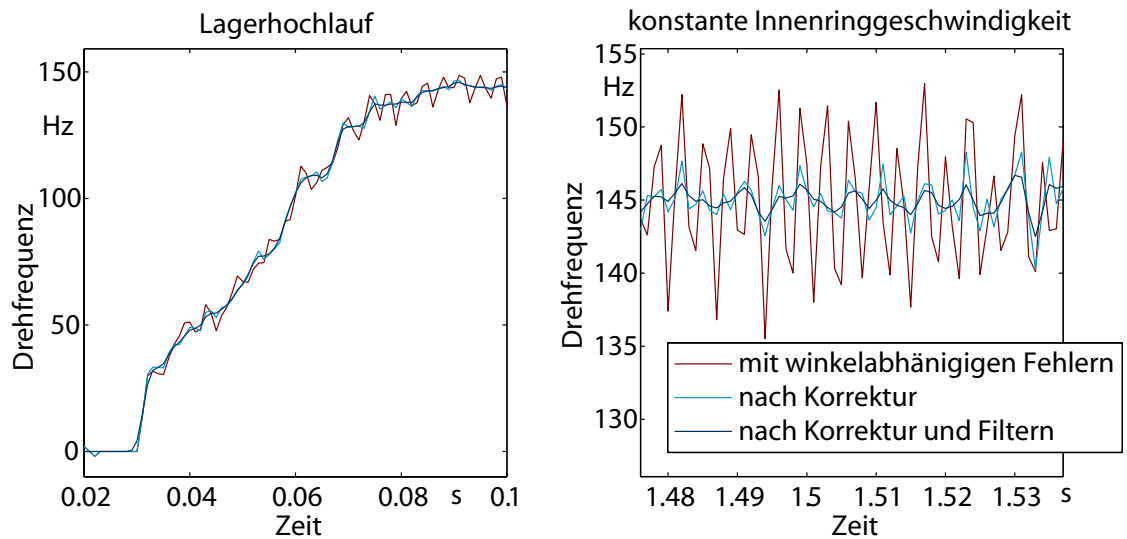


Bild 5.16: Messsignal mit Fehlerkorrektur und Filtern

5.3.3 Filtern der Videomessungen

Um die Auswirkungen von Messrauschen gering zu halten, werden die gemessenen Winkel und Winkelgeschwindigkeiten nach der Störgrößenentfernung mittels eines Bessel-Filters 4. Ordnung tiefpassgefiltert. Das Bessel-Filter wird gewählt, weil seine Sprungantwort im Gegensatz zu der des Butterworth- und des Tschebyscheff-Filters kaum überschwingt. Ein Überschwingen ist bei den untersuchten Daten nicht akzeptabel, da es zu Beginn des Fanglagerhochlaufs ein rückwärts laufendes Lager darstellt, was mit der Realität nicht übereinstimmt.

Durch zweifaches Filtern der Daten, einmal vorwärts und einmal rückwärts, wird eine zeitliche Verschiebung des gefilterten Signals weitgehend unterbunden. Ein Vergleich des gefilterten (dunkelblau dargestellt) mit dem ungefilterten Signal (hellblau dargestellt) ist sich in Bild 5.16 dargestellt.

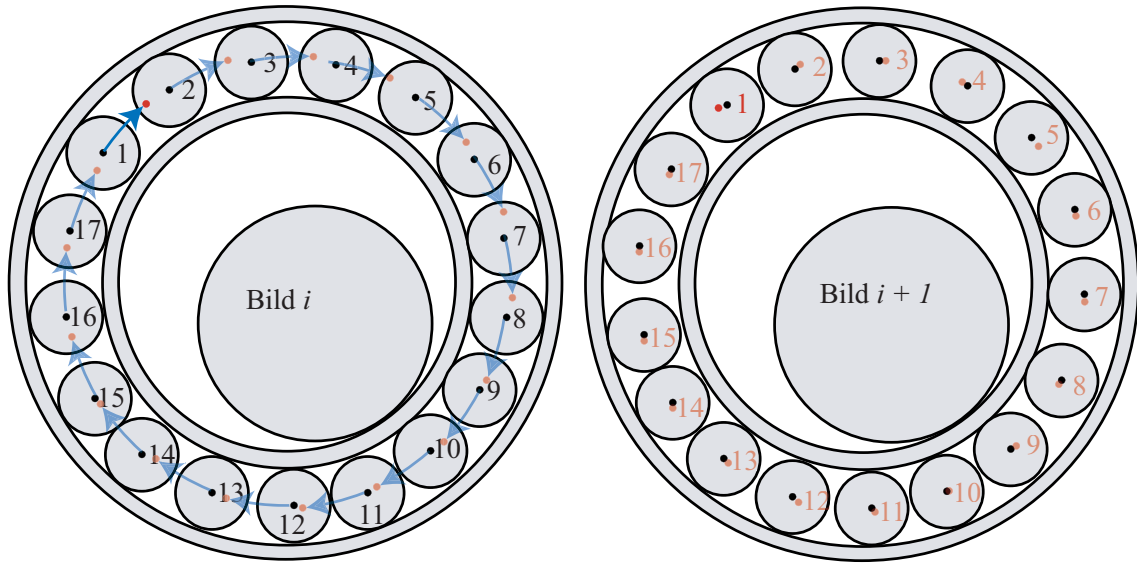


Bild 6.2: Kugeluordnung: Erwartete und gemessene Kugelpositionen

6.2 Zuordnung der Kugelpositionen

Die 17 Wälzelemente des käfiglosen Lagers sind optisch nicht unterscheidbar. Ein Kennzeichnen der Kugeln durch Beschichten oder Einfügen einer Kugel aus anderem Material verbietet sich, da es die Eigenschaften des Lagers verändern könnte. Um die Bewegung jedes einzelnen Wälzelements nachvollziehen zu können, müssen die gefundenen Wälzkörperpositionen den entsprechenden Wälzkörpern zugeordnet werden. Diese Zuordnung geschieht mit der Überlegung, dass die Kugeln vorwiegend auf Innen- und Aussenring abrollen, während der Gleitanteil an dieser Bewegung vergleichbar gering ist. Bei bekannten Geometrieverhältnissen und bekannter Lagerkinematik kann für eine reine Rollbewegung aus Kenntnis der Winkelgeschwindigkeit des Innenrings und den Positionen der Kugeln im Bild i die zu erwartenden Positionen der Kugeln im darauf folgenden Bild $i + 1$ berechnet werden. In Abbildung 6.2 links ist eine so errechnete Bewegung der Kugeln aus Bild i eingezeichnet. Die blauen Pfeile kennzeichnen jeweils die Bewegungsrichtung und die roten Punkte die erwartete Position im nächsten Bild. In Abbildung 6.2 rechts werden diese erwarteten Positionen den gefundenen Kugelpositionen aus Bild $i + 1$ gegenübergestellt. Die Kugeln werden nun so zugeordnet, dass die Distanz zwischen den gefundenen und den erwarteten Wälzkörperpositionen minimal wird. Die dazu durchgeführten Schritte werden im Folgenden erläutert.

6.2.1 Bestimmung der erwarteten Kugelpositionen

Bild 6.3 zeigt die Kinematik eines Wälzelements, das auf Innen- und Außenring abrollt. Wenn eine Kugel auf dem stillstehenden Außenring und dem Innenring mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{Ring}$ abrollt, dann müssen an den Kontaktpunkten von Kugel und Ring deren Geschwindigkeiten jeweils gleich sein. Das Wälzelement hat damit seinen Momentanpol am Berührungspunkt mit

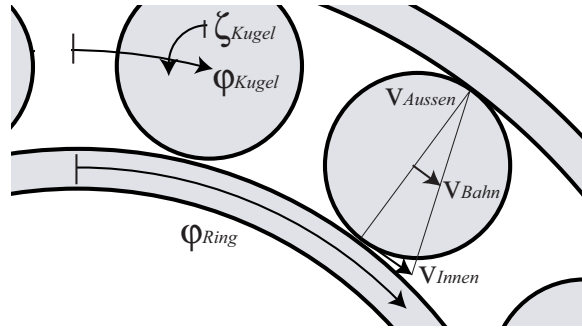


Bild 6.3: Kinematik eines rollenden Wälzelements

dem feststehenden Außenring. Am Berührungspunkt mit dem Innenring haben beide Körper die Geschwindigkeit v_{innen} , die sich aus der Geschwindigkeit des Innenrings am Kontaktpunkt ergibt zu

$$v_{innen} = \dot{\varphi}_{Ring} \cdot r_{Ring\ aussen}. \quad (6.2)$$

Aus Bild 6.3 ergibt sich für die erwartete Bahngeschwindigkeit \tilde{v}_{Bahn} der Kugeln

$$\tilde{v}_{Bahn} = \frac{1}{2} v_{innen} \quad (6.3)$$

und die abgeschätzte Winkelgeschwindigkeit $\tilde{\dot{\varphi}}_{Kugeln}$ der Kugeln

$$\tilde{\dot{\varphi}}_{Kugeln} = \frac{\tilde{v}_{Bahn}}{r_{Bahn}}. \quad (6.4)$$

Aus den Gleichungen (6.2), (6.3) und (6.4) können nun die erwarteten Kugelgeschwindigkeiten $\tilde{\dot{\varphi}}_{Kugeln\ i}$ im i -ten Bild abgeschätzt werden zu

$$\tilde{\dot{\varphi}}_{Kugeln\ i} = \frac{1}{2} \frac{r_{Ring\ aussen}}{r_{Bahn}} \dot{\varphi}_{Ring\ i}. \quad (6.5)$$

Die Winkelgeschwindigkeit des Innenrings $\dot{\varphi}_{Ring\ i}$ wird dazu mittels Rückwärtsdifferenz aus dessen Winkelpositionen $\varphi_{Ring\ i}$ und $\varphi_{Ring\ i-1}$ im aktuellen und vorherigen Bild bestimmt

$$\dot{\varphi}_{Ring\ i} = \frac{\varphi_{Ring\ i} - \varphi_{Ring\ i-1}}{dt}, \quad (6.6)$$

wobei dt das Zeitintervall zwischen zwei Bildern ist. Nun kann die erwartete, von den Kugeln zwischen dem i -ten und dem $i+1$ -ten Bild zurückgelegte Winkeldifferenz $d\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i}$ bestimmt werden:

$$d\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i} = \tilde{\dot{\varphi}}_{Kugeln\ i} \cdot dt. \quad (6.7)$$

Damit ergeben sich die erwarteten Kugelpositionen $\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i+1}$ im Bild $i+1$ aus den Kugelpositionen $\varphi_{Kugeln\ i}$ im vorherigen Bild i und der erwarteten zurückgelegten Winkeldifferenz $d\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i}$ zu

$$\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i+1} = \varphi_{Kugeln\ i} + d\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i}. \quad (6.8)$$

Der Vektor $d\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i}$ ist dabei die erwartete zurückgelegte Winkeldifferenz, die für alle 17 Kugeln mit dem Eintrag $d\tilde{\varphi}_{Kugeln\ i}$ belegt ist.

6.2.2 Minimierung der Distanz zwischen erwarteten und gefundenen Kugelpositionen

Zur Zuordnung der Kugelpositionen werden die Wälzkörper im ersten Bild einer Messung nummeriert, so dass $\varphi_{Kugel}^j < \varphi_{Kugel}^{j+1}$. Die in den darauf folgenden Bildern gefundenen, der Größe nach geordneten Kugelpositionen

$$\underline{\varphi}_{Mess} = [\varphi_{Mess}^1, \varphi_{Mess}^2, \varphi_{Mess}^3, \dots, \varphi_{Mess}^{17}]' \quad \text{mit} \quad \varphi_{Mess}^j < \varphi_{Mess}^{j+1} \quad (6.9)$$

werden den entsprechenden Positionen φ_{Kugeln} der Wälzkörper zugeordnet. Diese gefundenen Kugelpositionen sind den Kugeln richtig zugeordnet, wenn die Distanz zwischen den gefundenen und den erwarteten Wälzkörperpositionen minimal wird. Dazu werden nun alle 17 *möglichen* Zuordnungen $\underline{\varphi}_{Zuord a}$ der gefundenen Kugelpositionen betrachtet:

$$\underline{\varphi}_{Zuord a} = [\varphi_{Mess}^{1+a}, \varphi_{Mess}^{2+a}, \varphi_{Mess}^{3+a}, \dots, \varphi_{Mess}^{17+a}]' \quad (6.10)$$

mit $a = \{0, 1, 2, \dots, 16\}$

und $\varphi_{Mess}^k := \varphi_{Mess}^{k-17}$ für $k > 17$

Die richtige Zuordnung $\varphi_{Kugeln} = \underline{\varphi}_{Zuord \bar{a}}$ ist die mit der geringsten Distanz zu den erwarteten Kugelpositionen.

$$\left\| \tilde{\varphi}_{Kugeln} - \underline{\varphi}_{Zuord \bar{a}} \right\| = \min_a \left\| \tilde{\varphi}_{Kugeln} - \underline{\varphi}_{Zuord a} \right\|. \quad (6.11)$$

Damit bei der Differenzbildung mögliche Sprünge der einzelnen Positionen um 2π das Ergebnis nicht verfälschen, wird jeder Eintrag j der Distanz $\left\| \tilde{\varphi}_{erwartet} - \underline{\varphi}_{Zuord a} \right\|$ auf einen solchen Sprung überprüft und gegebenenfalls durch den betragsmäßig kleinsten Eintrag ersetzt:

$$\tilde{\varphi}_{Kugeln}^j - \varphi_{Zuord a}^j := \tilde{\varphi}_{Kugeln}^j - \varphi_{Zuord a}^j - 2\pi, \quad \text{für } \tilde{\varphi}_{Kugeln}^j - \varphi_{Zuord a}^j > \pi \quad (6.12)$$

$$\tilde{\varphi}_{Kugeln}^j - \varphi_{Zuord a}^j := \tilde{\varphi}_{Kugeln}^j - \varphi_{Zuord a}^j + 2\pi, \quad \text{für } \tilde{\varphi}_{Kugeln}^j - \varphi_{Zuord a}^j < -\pi \quad (6.13)$$

Die Eindeutigkeit der mit diesem Verfahren zugeordneten Kugelpositionen kann mit Hilfe der Betrachtung des Fehlers $\left\| \tilde{\varphi}_{Kugeln} - \underline{\varphi}_{Zuord \bar{a}} \right\|$ gezeigt werden. Selbst in der Beschleunigungsphase des Lagers, in der die Gleitanteile der Kugeln am stärksten sind, ist der Fehler des gefundenen Minimums um die Ordnung 3 kleiner als der der nächstbesseren Zuordnung.

6.3 Abschätzen der Kugeldrehfrequenzen

Aus den Videomessungen kann nur die Bahngeschwindigkeit der Wälzkörper bestimmt werden. Da für die nachfolgenden Analysen auch die Rotationsgeschwindigkeit und -beschleunigung der Kugeln um die eigene Achse benötigt wird, soll diese geeignet abgeschätzt werden.

Die Basis für diese Abschätzung ist die Annahme, dass jeder Wälzkörper grundsätzlich auf dem Innen- oder dem Außenring des Lagers abrollt. Auf welcher der beiden Kontaktflächen er rollt, wird von der Richtung der Resultierenden der auf ihn wirkenden Kräfte bestimmt. Diese setzt sich aus jeweils der Gewichtskraft der Größe F_G und der Fliehkraft der Größe F_{Flieh} , wie in Bild 6.4 dargestellt, zusammen. Aus dem Vorzeichen der Radialkomponenten F_{rad} der resultierenden

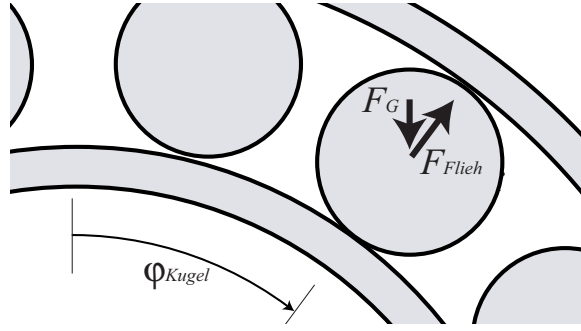


Bild 6.4: Kontaktnormalkräfte eines Wälzelements

Kraft ergibt sich dann die Fläche, auf der die Kugel abrollt. Für $F_{rad} \geq 0$ ist dies der Außenring, für $F_{rad} < 0$ der Innenring. Dabei ist der Betrag F_{rad} der Radialkomponenten

$$F_{rad} = F_{Flieh} - F_G \cdot \cos(\varphi_{Kugel}) \quad (6.14)$$

mit

$$F_{Flieh} = m_{Kugel} \cdot r_{Bahn} \cdot \dot{\varphi}_{Kugel}^2 \quad \text{und} \quad (6.15)$$

$$F_G = m_{Kugel} \cdot g. \quad (6.16)$$

Da die Fliehkkräfte schon ab einer Bahngeschwindigkeit von $\dot{\varphi}_{Kugel} = \sqrt{g/r_{Bahn}}$ den Gewichtskräften überwiegen, findet Abrollen auf dem Innenring bei den hier verwendeten Lagern nur bei einer Drehfrequenz des Innenrings unter 6,8 Hz statt.

Nachdem für jede Kugel zu jedem Messzeitpunkt die Abrollfläche bekannt ist, werden die in Bild 6.5 dargestellten Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\zeta}_{Kugel}$ bestimmt. Für Abrollen auf dem Außenring ergibt sich:

$$\dot{\zeta}_{Kugel} = \frac{v_{Bahn}}{r_{Kugel}} = \frac{\dot{\varphi}_{Kugel} r_{Bahn}}{r_{Kugel}}. \quad (6.17)$$

Dabei ist v_{Bahn} die translatorische Geschwindigkeit des Kugelmittelpunkts. Die Radien von Laufbahn und Wälzkörper r_{Bahn} und r_{Kugel} sind in Bild 6.3 dargestellt. Rollt die Kugel auf dem Innenring ab, so gilt:

$$\dot{\zeta}_{Kugel} = \frac{v_{Kontakt} - v_{Bahn}}{r_{Kugel}} = \frac{\dot{\varphi}_{Ring\ innen} r_{Innenring} - \dot{\varphi}_{Kugel} r_{Bahn}}{r_{Kugel}}. \quad (6.18)$$

6.4 Einbinden der Positionsdaten der induktiv messenden Wegsensoren

Die radialen Auslenkungen des Rotors sind bei einem Luftspalt von $3 \cdot 10^{-4}$ m sehr klein. Die Videomessungen mit einer Auflösung von $2 \cdot 10^{-4}$ m sind daher für die Positionsbestimmung des Rotors unbrauchbar. Deshalb werden für diese Information die Messdaten der induktiv messenden Positionssensoren mit einer Auflösung von $5 \cdot 10^{-7}$ m genutzt. Diese Messdaten bieten darüber

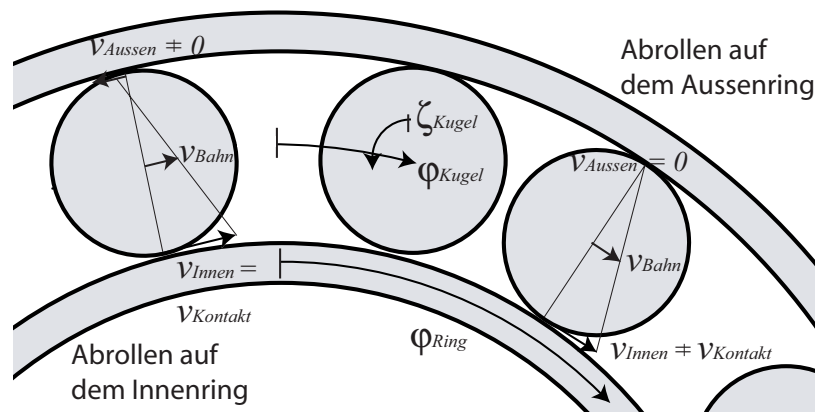


Bild 6.5: Kinematik eines auf Innen- oder Außenring abrollenden Wälzelements

hinaus den Vorteil, dass sie mit einer Frequenz von 5000 Hz eine fünf mal größere zeitliche Auflösung haben als die Videomessungen.

Die beiden Messungen können nicht mit einem gemeinsamen Triggersignal versehen werden und die Zeitvektoren der beiden Messdatensätze müssen deshalb nachträglich aneinander angepasst werden.

Die Sensormessung startet um die Zeitspanne $\hat{\tau}$ versetzt nach der Videomessung. Zum Zeitpunkt $t_{Sensor} = 0$ ist $t_{Vhs} = \hat{\tau}$. Daraus ergibt sich zwischen dem Zeitvektor t_{Sensor} der Messungen mit den Abstandssensoren und dem der videographischen Messung t_{Vhs} die Beziehung

$$t_{Sensor} = t_{VHS} - \hat{\tau} \quad (6.19)$$

Um die beiden Messsignale in den selben Analysen verwenden zu können, muss der Zeitversatz $\hat{\tau}$ ermittelt werden. Dies geschieht durch den Vergleich der Messdaten beim Fallvorgang. In diesem Zeitbereich findet eine langsame Bewegung mit einer vergleichsweise großen Auslenkung statt. Der Fallvorgang selbst dauert 0,009 s, was 45 Aufnahmen der Wegsensoren und 9 Bildern der videographischen Messungen entspricht. Zum Synchronisieren der beiden Messungen wird der Beginn des Absturzvorgangs aus den Messdaten der Wegsensoren bestimmt und ein Bereich von je 0,01 s vor und nach dem Beginn des Fallvorganges betrachtet und mit den Positionsdaten der videographischen Messungen verglichen.

Für den Zeitversatz $\tau = \hat{\tau}$ wird das Integral des Abstandes der Wegvektoren y_{Sensor} und y_{VHS} der beiden Messungen

$$Abstand(\tau) = \int_{t_{Sensor}=-0.019s}^{t_{Sensor}=0.01s} [y_{Sensor}(t_{Sensor} - \tau) - y_{VHS}(t_{VHS})] dt \quad (6.20)$$

der beiden Messkurven minimal:

$$Abstand(\hat{\tau}) = \min(Abstand(\tau)) \quad (6.21)$$

Um Messungen mit gleichen Zeitabständen vergleichen zu können, werden für die Messdaten der Videoaufzeichnung y_{VHS} mittels linearer Interpolation Zwischenschritte zu den Zeitabständen dt der Messung der Wegsensoren erzeugt.

Nun kann mit Hilfe von Gleichung 6.22 den Messdaten der Abstandssensormessung ein neuer, den videographischen Messungen entsprechender Zeitvektor \hat{t}_{Sensor} zugeordnet werden, der die beiden Messreihen verbindet:

$$\hat{t}_{Sensor} := t_{Sensor} + \hat{\tau} = t_{VHS} \quad (6.22)$$

6.5 Bestimmung von Geschwindigkeiten und Beschleunigungen

Die Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_i$ und Beschleunigungen $\ddot{\varphi}_i$ zum Zeitpunkt t_i werden numerisch als Zentralk differenzen aus den benachbarten Punkten φ_{i-1} bis φ_{i+1} berechnet:

$$\dot{\varphi}_i = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_{i-1}}{2dt} \quad (6.23)$$

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{\varphi_{i+1} - 2\varphi_i + \varphi_{i-1}}{dt^2} . \quad (6.24)$$

Dabei ist dt die Zeitdifferenz zweier Messpunkte.

7 Berechnung der Kräfte zwischen Rotor und Fanglager

Die im Rotor-Fanglager-Kontakt wirkenden Kräfte werden aus ihren Wirkungen bestimmt. Grundsätzlich kommt für diese Kraftbestimmung die Krafteinwirkung auf den Rotor sowie die Krafteinwirkung auf das Fanglager in Frage. Der Ansatz, aus den Rotorbewegungen auf die Kontaktkräfte zu schließen, erweist sich als unbrauchbar, da bei diesem Verfahren Messfehler das Ergebnis sehr stark verfälschen. Da sich die Sensoren stark nicht linear verhalten (und zusätzlich fehlerhaft ausgerichtet sind), wird dieser Ansatz fallengelassen und die Kräfte aus den Beschleunigungen und Verformungen des Fanglagers bestimmt.

Die Berechnung der Kontaktkraft F_K wird für die radial wirkende Normalkraft F_N und die tangential wirkende Reibkraft F_R (siehe Abbildung 7.1) getrennt durchgeführt.

Die Normalkraft ruft in erster Linie Verformungen des Lagers in radialer Richtung hervor (siehe Bild 7.1), während die Reibkraft die Beschleunigung des Lagers bewirkt. Die Normalkraft wird somit aus den Rotor-Positionsdaten der Abstandssensoren an den Lagern berechnet, während die Tangentialkraft in erste Linie aus den Beschleunigungsdaten des Lagers bestimmt wird. Da in diese Rechnung auch das Lagerreibmoment einfließt, welches von der Lagerdrehzahl und der auf das Lager wirkenden Radialkraft abhängt, fließt die berechnete Normalkraft auch in diese Rechnungen ein.

7.1 Normalkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt

Im Folgenden werden die im Rotor-Fanglager-Kontakt wirkenden Normalkräfte durch ein geeignetes Modell beschrieben und die zur Berechnung der Kräfte nötigen Parameter abgeschätzt.

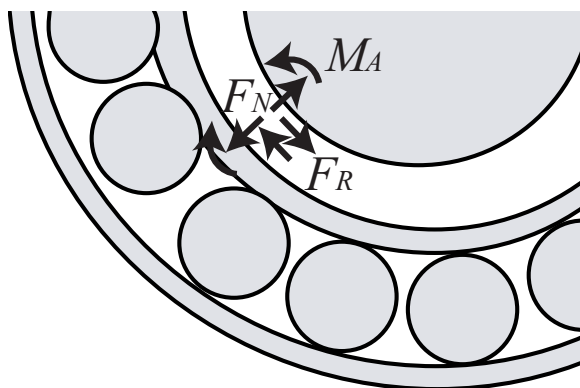


Bild 7.1: Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt

7.1.1 Normalkraftmodell für den Rotor-Fanglager-Kontakt

Ein einfaches Kontaktkraftmodell für die Abbildung eines Stoßvorgangs ist das Modell von [HC75]. Dieses Modell, das sowohl die nichtlineare Federsteifigkeit des Kontaktvorganges als auch eine realistische Dämpfungskraft abbildet, wird beschrieben durch

$$F_N = F_F + F_D \quad (7.1)$$

mit dem elastischen Kraftanteil

$$F_F = k \cdot x_r^n \quad (7.2)$$

und dem Dämpfungsterm

$$F_D = \frac{3}{2} \alpha \cdot F_F \cdot \dot{x}_r. \quad (7.3)$$

Die nichtlineare Darstellung des elastischen Kraftanteils mittels Hertzscher Flächenpressung berücksichtigt, dass die Steifigkeiten der aufeinander treffenden Materialien zwar als linear angesehen werden können, die Kontaktflächen sich aber mit der Eindringtiefe ändern: Bei einem Stoß wird der zuerst punkt- oder linienförmige Kontakt zu einem Kreis oder einer Ellipse, die Steifigkeit des Kontaktes nimmt also mit der Eindringtiefe x_r der beiden Kontaktkörper zu.

Auch die Dämpfungskraft ist nichtlinear: Ein linearer Ansatz in der Form von $F_D = k_D \dot{x}_r$ würde beim Beginn des Kontaktvorganges bei $x_r = 0$ einen nicht realistischen Kraftsprung abbilden sowie am Ende des Kontaktvorganges bei $x_r = 0$ eine negative Kontaktkraft, die ebenso wenig der Realität entspricht. Das Kontaktkraftmodell in Gleichung (7.2) ergibt zu Beginn und Ende des Kontaktvorganges bei $x_r = 0$ eine realistische Kraft von $F_N = 0$.

7.1.2 Bestimmung der Parameter für die Normalkraftberechnung

Der Exponent n wird bestimmt durch die Verformungscharakteristiken aller Kontaktflächen des Lagers (siehe Bild 7.2). Da sich aus einer größeren Kontaktfläche eine größere Steifigkeit k ergibt, führen die Geometrieverhältnisse im Lager zu

$$k_{Rotor/Innenring}(x_r) \gg k_{Kugel/Außenring}(x_r) > k_{Kugel/Innenring}(x_r) \quad (7.4)$$

mit den in Bild 7.2 angegebenen Bezeichnungen der Kontaktsteifigkeiten. Beim Zusammenfassen dieser in Reihe geschalteten Steifigkeiten zu einer Gesamtsteifigkeit ist die kleinste Steifigkeit am Kugel-Innenring-Kontakt dominant. Diese Kontaktfläche wird als die zweier gegeneinander gepresster elastischer Körper mit gewölbter Oberfläche approximiert. Mit dem Hertzschen Kontaktmodell für diese Konstellation ergibt sich der Exponent n in Gleichung (7.2) zu $n = \frac{3}{2}$ (siehe auch [Fum97]).

Der Parameter α wurde in [Fum97] für den mit einem Lager der Bauart *SKF 6004* bestückten Prüfstand zu $\alpha \approx 5$ bestimmt. Dieser Wert wird auch für das Lager der Bauart *Koyo 6904* angenommen.

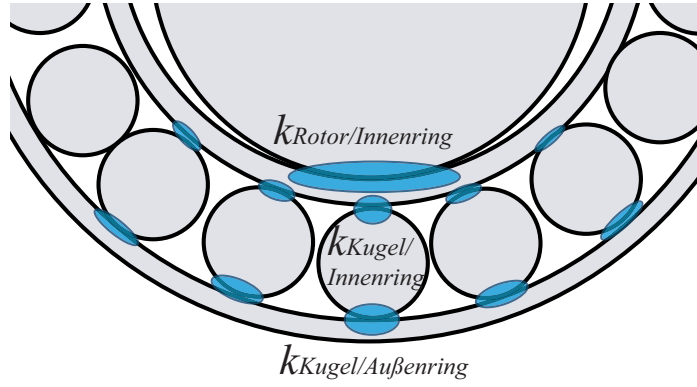


Bild 7.2: Kontaktsteifigkeiten im Rotor-Fanglager-Kontakt

Der Steifigkeitsparameter k wird aus der gemessenen Rotorauslenkung im Verlauf eines Wirbels bestimmt. Diese radiale Auslenkung r des Rotors, die über den Radius $r_{Luftspalt}$ des Luftspalts zwischen Rotor und Fanglager hinaus geht, ist dabei gleich der Lagerverformung x_r :

$$x_r = r - r_{Luftspalt} . \quad (7.5)$$

Da die Sensoren den Kreis nicht als einen solchen darstellen, wird dieses Sensorverhalten bei der Berechnung der Lagerverformung berücksichtigt. Dabei wird ermöglicht, dass sowohl der radiale Luftspalt $r_{Luftspalt}(\varphi)$ als auch die Steifigkeit $k(\varphi)$ über den Winkel variieren. Die beiden werden so bestimmt, dass sie die bei einer Wirbelbewegung aus der Fliehkraft

$$F_{Flieh} = m_{Rotor} \cdot r \cdot (2\pi \cdot f_{Wirbel})^2 \quad (7.6)$$

bestimmbaren Normalkräfte bestmöglich abbilden. Dazu werden für die beiden Parameter Fourierreihenansätze 6. Ordnung mit den Koeffizienten \tilde{a} , \tilde{b} , \tilde{c} und \tilde{d} gemacht:

$$r_{Luftspalt} \tilde{a}, \tilde{b}(\varphi) = \frac{\tilde{a}_0}{2} + \sum_{m=1}^6 \left(\tilde{a}_m \cos(m \cdot \varphi) + \tilde{b}_m \sin(m \cdot \varphi) \right) \quad (7.7)$$

$$k_{\tilde{c}, \tilde{d}}(\varphi) = \frac{\tilde{c}_0}{2} + \sum_{m=1}^6 \left(\tilde{c}_m \cos(m \cdot \varphi) + \tilde{d}_m \sin(m \cdot \varphi) \right) . \quad (7.8)$$

Diese Ansätze werden in Gleichung (7.2) eingesetzt und daraus die Koeffizienten $\tilde{a}_{\{0...6\}}$, $\tilde{b}_{\{1...6\}}$, $\tilde{c}_{\{0...6\}}$ und $\tilde{d}_{\{1...6\}}$ so bestimmt, dass die quadratische Fehlersumme über die i Messpunkte in Gleichung (7.2) minimal ist:

$$\sum_{i=1}^6 \left(F_{Flieh\ i} - k_{\tilde{c}, \tilde{d}}(\varphi_i) \cdot \left(r_i - r_{Luftspalt} \tilde{a}, \tilde{b}(\varphi_i) \right)^n \right)^2 = \min_{\tilde{a}_0...6, \tilde{b}_1...6, \tilde{c}_0...6, \tilde{d}_1...6} \sum_{i=1}^6 \left(F_{Flieh\ i} - k_{\tilde{c}, \tilde{d}}(\varphi_i) \cdot \left(r_i - r_{Luftspalt} \tilde{a}, \tilde{b}(\varphi_i) \right)^n \right)^2 . \quad (7.9)$$

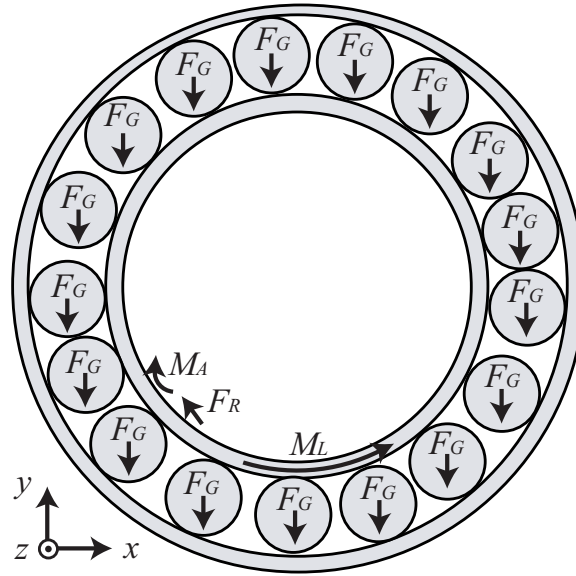


Bild 7.3: Kräfte und Momente auf das Fanglager, die Arbeit verrichten

Der elastische Anteil F_F der Normalkraft berechnet sich dann mit den mittels Gleichung (7.9) bestimmten Koeffizienten $\bar{a}_{\{0...6\}}$, $\bar{b}_{\{1...6\}}$, $\bar{c}_{\{0...6\}}$ und $\bar{d}_{\{1...6\}}$ aus der gemessenen radialen Auslenkung r des Rotors zu

$$F_F = k_{\bar{c},\bar{d}}(\varphi_i) \cdot \left(r - r_{Luftspalt \bar{a},\bar{b}}(\varphi_i) \right)^n \quad (7.10)$$

mit den Funktionen $r_{Luftspalt \bar{a},\bar{b}}$ und $k_{\bar{c},\bar{d}}(\varphi_i)$ wie in Gleichung (7.7) und (7.8) definiert.

7.2 Reibkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt

Die Reibkräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt sind nicht messbar. Aber sie können mit Hilfe von Energiebetrachtungen abgeschätzt werden. Innere Kräfte, die aus dem Zusammenstoß zweier Kugeln resultieren, sind über die Zeit gemittelt im Lagerreibmoment enthalten, werden aber nicht gesondert betrachtet. Sie gehen somit nur als Durchschnittswert ein, die Größe dieser Kraftspitzen ist nicht bekannt. Die Richtungen der im Folgenden einfließenden Kräfte und Momente sind Bild 7.3 zu entnehmen. Dies sind die Reibkraft F_R , die Gewichtskräfte F_G der Kugeln, das Moment M_A gegen Abrollen des Rotors im Innenring (siehe 7.3) und das Lagerreibmoment M_L (siehe 7.4). Die Normalkraft F_N bewirkt eine Arbeit, aus der eine radiale Verformung des Lagers resultiert. Zusammen mit dieser Verformungsarbeit hebt sie sich auf und geht deshalb nicht in die folgende Rechnung ein.

Nach dem Arbeitssatz ([HSG95]) ist die Summe der in einem System verrichteten Arbeit W gleich der Änderung der kinetischen Energie E_{Kin} . Leitet man dieses Gleichgewicht nach der Zeit ab, so ergibt sich

$$\frac{d}{dt}(E_{Kin} - W) = 0 \quad (7.11)$$

Im analysierten System kann die kinetische Energie des Systems aus den gemessenen Bewegungszuständen berechnet werden:

$$\begin{aligned}
E_{kin} &= E_{Rot\ Kugeln} + E_{Trans\ Kugeln} + E_{Rot\ Ring} \\
&= \sum_{j=1}^{17} \frac{1}{2} \Theta_{Kugel} \dot{\zeta}_{Kugel\ j}^2 \\
&\quad + \sum_{j=1}^{17} \frac{1}{2} m_{Kugel} r_{Bahn}^2 \dot{\varphi}_{Kugel\ j}^2 \\
&\quad + \frac{1}{2} \Theta_{Ring} \dot{\varphi}_{Ring}^2 .
\end{aligned} \tag{7.12}$$

Dabei ist $E_{Rot\ Kugeln}$ die kinetische Energie der Kugeln aus der Rotation um ihren Schwerpunkt, $E_{Trans\ Kugeln}$ die Translationsenergie aus der Bewegung der Kugeln in der Laufbahn und $E_{Rot\ Ring}$ die kinetische Energie des Lagerinnenringes. Die Bewegungskordinate $\dot{\varphi}_{Kugel\ j}$ stellt dabei die Rotationsgeschwindigkeit des Mittelpunktes der j ten Kugel um die Lagerachse dar, $\dot{\zeta}_{Kugel\ j}$ ist die Rotationsgeschwindigkeit der Kugel um den eigenen Schwerpunkt und $\dot{\varphi}_{Ring}$ die Rotationsgeschwindigkeit des Innenringes um die Lagerachse (siehe Bild 6.1).

Für die Terme der kinetischen Energie ergeben sich die folgenden Ableitungen:

$$\begin{aligned}
\frac{dE_{kin}}{dt} &= \sum_{j=1}^{17} \Theta_{Kugel} \dot{\zeta}_{Kugel\ j} \ddot{\zeta}_{Kugel\ j} \\
&\quad + \sum_{j=1}^{17} m_{Kugel} r_{Bahn}^2 \dot{\varphi}_{Kugel\ j} \ddot{\varphi}_{Kugel\ j} \\
&\quad + \Theta_{Ring} \dot{\varphi}_{Ring} \ddot{\varphi}_{Ring} .
\end{aligned} \tag{7.13}$$

Die verrichtete Arbeit W setzt sich zusammen aus der Arbeit W_L , die das Lagerreibmoment M_L (siehe Abschnitt 7.4) verrichtet, der Arbeit W_A , die das Abrollmoment M_A (siehe Abschnitt 7.3) verrichtet, der Arbeit W_R der auf den Innenring wirkenden Kontaktkraft F_R und der Arbeit W_G der Gewichtskräfte F_G der Kugeln :

$$\begin{aligned}
W &= W_L + W_A + W_R + W_G \\
&= \int_{\varphi_{Ring}(t_0)}^{\varphi_{Ring}(t)} -M_L d\varphi_{Ring} \\
&\quad + \int_{\varphi_{Ring}(t_0)}^{\varphi_{Ring}(t)} M_A d\varphi_{Ring} \\
&\quad + \int_{\varphi_{Ring}(t_0)}^{\varphi_{Ring}(t)} F_R r_R d\varphi_{Ring} \\
&\quad + \sum_{j=1}^{17} \int_{h_{Kugel\ j}(t_0)}^{h_{Kugel\ j}(t)} -F_G dh_{Kugel\ j} .
\end{aligned} \tag{7.14}$$

Dabei ist $r_R \varphi_{Ring}$ der Weg des Kontaktpunkts von Rotor und Lager, und $h_{Kugel^j}(t)$ sind die Höhenkoordinaten des Schwerpunkte der Kugeln im Lager, die ausgedrückt werden können als

$$h_{Kugel^j} = r_{Bahn} \cos(\varphi_{Kugel^j}) \quad (7.15)$$

mit dem Laufbahnradius r_{Bahn} . Die Arbeit der Gewichtskräfte der Kugeln lässt sich damit aus den in Kapitel 6 gemessenen Kugelbewegungen berechnen.

Die Arbeiten werden abgeleitet, indem die Wegterme dr durch Terme der Form $\dot{r}dt$ ersetzt werden:

$$\frac{d}{dt}W_L = \frac{d}{dt} \int_{t_0}^t -M_L \dot{\varphi}_{Ring} dt = -M_L \dot{\varphi}_{Ring} \quad (7.16)$$

$$\frac{d}{dt}W_A = \frac{d}{dt} \int_{t_0}^t M_A \dot{\varphi}_{Ring} dt = M_A \dot{\varphi}_{Ring} \quad (7.17)$$

$$\frac{d}{dt}W_R = \frac{d}{dt} \int_{t_0}^t F_R r_R \dot{\varphi}_{Ring} dt = F_R r_R \dot{\varphi}_{Ring} \quad (7.18)$$

$$\frac{d}{dt}W_G = \frac{d}{dt} \sum_{j=1}^{17} \int_{t_0}^t -F_G \dot{h}_{Kugel^j} dt = \sum_{j=1}^{17} -F_G \dot{h}_{Kugel^j} \quad (7.19)$$

mit

$$\dot{h}_{Kugel^j} = -r_{Bahn} \cdot \sin(\varphi_{Kugel^j}) \cdot \dot{\varphi}_{Kugel^j} \quad (7.20)$$

Werden Gleichung (7.13) bis Gleichung (7.17) in Gleichung (7.11) eingesetzt, so ergibt sich

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{17} \Theta_{Kugel} \dot{\zeta}_{Kugel^j} \ddot{\zeta}_{Kugel^j} + \sum_{j=1}^{17} m_{Kugel} r_{Bahn}^2 \dot{\varphi}_{Kugel^j} \ddot{\varphi}_{Kugel^j} + \Theta_{Ring} \dot{\varphi}_{Ring} \ddot{\varphi}_{Ring} \\ & + M_L \dot{\varphi}_{Ring} - M_A \dot{\varphi}_{Ring} - F_R r_R \dot{\varphi}_{Ring} - \sum_{j=1}^{17} F_G r_{Bahn} \sin(\varphi_{Kugel^j}) \dot{\varphi}_{Kugel^j} = 0. \end{aligned} \quad (7.21)$$

Für F_R ergibt sich damit

$$\begin{aligned} F_R = \frac{1}{r_R \dot{\varphi}_{Ring}} \cdot \left(\right. & \sum_{j=1}^{17} \Theta_{Kugel} \dot{\zeta}_{Kugel^j} \ddot{\zeta}_{Kugel^j} \\ & + \sum_{j=1}^{17} m_{Kugel} r_{Bahn}^2 \dot{\varphi}_{Kugel^j} \ddot{\varphi}_{Kugel^j} \\ & + \Theta_{Ring} \dot{\varphi}_{Ring} \ddot{\varphi}_{Ring} \\ & + M_L \dot{\varphi}_{Ring} \\ & - M_A \dot{\varphi}_{Ring} \\ & \left. - \sum_{j=1}^{17} F_G r_{Bahn} \sin(\varphi_{Kugel^j}) \cdot \dot{\varphi}_{Kugel^j} \right). \end{aligned} \quad (7.22)$$

In Gleichung (7.21) und Gleichung (7.22) kommen nur noch momentane Zustände vor, so dass aus Gleichung (7.22) für jeden Messpunkt aus Kenntnis des momentanen Bewegungszustandes die wirkende Kontaktkraft F_R bestimmt werden kann.

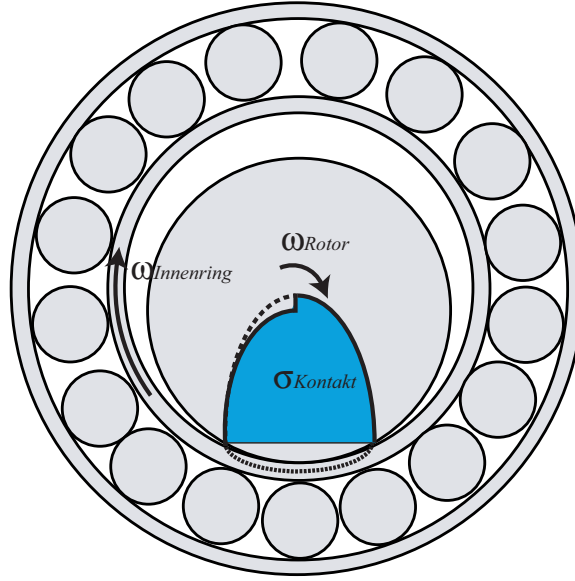


Bild 7.4: Verlauf der Kontaktnormalspannungen beim Abrollen des Rotors im Fanglager

7.3 Berechnung des Moments gegen Abrollen

Wenn der Rotor mit der Kontaktnormalkraft F_N im Fanglager abrollt, sind aufgrund der Materialdämpfung die Normalspannungen an der Einlaufseite größer als auf der Auslaufseite (siehe Bild 7.4).

Daraus ergibt sich das in [Ste95] und [Ort06] beschriebene Rollreibungsmoment M_A , das der Rollrichtung entgegenwirkt. Nach [Ort06] lässt sich dieses berechnen als

$$M_A = \frac{c}{3\pi} \kappa F_N^{\frac{3}{2}} \quad (7.23)$$

mit

$$c = \sqrt{\frac{16}{\pi} \frac{1/\theta_1 + 1/\theta_2}{1/R_1 + 1/R_2} \frac{1}{a}} \quad (7.24)$$

$$\theta_k = \frac{E_k}{1 - \nu_k^2} \quad (7.25)$$

Dabei ist a die Kontaktflächenlänge, also die Lagerbreite. R_k sind die Radien der sich berührenden Körper, E_k deren Elastizitätsmodule, ν_k die zugehörigen Poissonzahlen und κ die Materialdämpfungskonstante. Mit den Material- und Geometriegrößen des Prüfstandes ergibt sich

$$M_A = 1,32 \cdot 10^{-8} F_N^{\frac{3}{2}}, \quad (7.26)$$

was im Vergleich zu den anderen Kräften und Momenten im Rotor-Fanglager-Kontakt sehr gering ausfällt. Das Moment gegen Abrollen wirkt natürlich nicht nur im Rotor-Fanglager-Kontakt, sondern auch zwischen den Wälzkörpern und deren Laufflächen. Die entsprechenden Anteile sind im Lagerreibungsmoment (siehe Abschnitt 7.4) berücksichtigt.

7.4 Berechnung des Lagerreibmoments

Im folgenden Absatz wird das Modell zur Berechnung des Lagerreibmoments beschrieben. Die Bestimmung der für die Berechnung mit diesem Modell nötigen Schmierungskonstanten wird im darauf Folgenden Absatz dargestellt.

7.4.1 Darstellung des Lagerreibmoments

Die Lagerreibmoment M_L berechnet sich nach [SKF02] aus

$$M_L = M_0(\dot{\varphi}_{Ring}) + M_1(F_N) , \quad (7.27)$$

wobei M_0 der drehzahlabhängige und M_1 der lastabhängige Anteil des Lagerreibmoments ist. Diese werden im Folgenden berechnet.

Die in [SKF02] in den Einheiten Nmm, 1/min, mm²/s und mm angegebenen Größen M_L , M_0 , M_1 , ν und d_m werden hierfür in die SI-Einheiten Nmm, m²/s und m umgerechnet und die in 1/min gegebene Drehzahl n wird als $\dot{\varphi}_{Ring}$ in rad/s ausgedrückt. Damit ergeben sich folgende Zusammenhänge:

- Drehzahlabhängiges Lagerreibmoment nach [SKF02]:

$$M_0 = 10^3 f_0 \left(\nu \frac{60}{2\pi} \dot{\varphi}_{Ring} \right)^{2/3} d_m^3 \quad \text{für } \nu \dot{\varphi}_{Ring} \geq 2 \frac{2\pi}{60} 10^{-3} \quad (7.28)$$

$$M_0 = 16 f_0 d_m^3 \quad \text{für } \nu \dot{\varphi}_{Ring} < 2 \frac{2\pi}{60} 10^{-3} . \quad (7.29)$$

Dabei ist n die Lagerdrehzahl, ν die kinematische Viskosität des Schmierstoffs, d_m der mittlere Lagerdurchmesser und f_0 ein von der Lagerart und der Schmierung abhängiger Beiwert aus den Tabellen in [SKF02].

- Lastabhängiges Lagerreibmoment nach [SKF02]:

$$M_1 = f_1 P_1 d_m . \quad (7.30)$$

Die für das Reibungsmoment maßgebliche Belastung P_1 ist bei im Verhältnis kleinen Axialkräften, die im betrachteten Fall vorliegen, gleich der auf das Lager wirkenden Radialkraft F_r . Der von der Lagerart und Belastung abhängige Beiwert f_1 berechnet sich aus

$$f_1 = 0,0006 \sqrt{\frac{P_0}{C_0}} . \quad (7.31)$$

Dabei ist C_0 die statische Tragzahl des gewählten Lagers. Die äquivalente statische Belastung P_0 ist bei in erster Linie radialer Belastung, wie sie im betrachteten System gegeben ist, gleich der Radialkraft F_r . Damit ergibt sich:

$$M_1 = 0,0006 \sqrt{\frac{1}{C_0}} F_r^{3/2} d_m . \quad (7.32)$$

7.4.2 Bestimmung der von der Schmierung abhängigen Konstanten

Um Information über den Schmierungszustand des Lagers zu erhalten, wird das Auslaufen der Lager ohne Last analysiert. Zur Beschleunigung der Fanglager werden Rotorabstürze durchgeführt. Dann wird der Rotor durch die wieder aktivierten Magnetlagern angehoben und das Fanglager kann ohne Last auslaufen. Die von der Schmierung des Lagers abhängigen Konstanten f_0 und ν können nun aus dem Energieverlust der Lagerbewegung bestimmt werden.

Mit der weggenommenen Last verschwinden die Kontaktkräfte F_N und F_R . In der Energiegleichung 7.21 verschwindet damit die durch die Reibkontaktkraft F_R verrichtete Arbeit W_R und es gilt:

$$\sum_{j=1}^{17} \Theta_{Kugel} \dot{\zeta}_{Kugel j} \ddot{\zeta}_{Kugel j} + \sum_{j=1}^{17} m_{Kugel} r_{Bahn}^2 \dot{\varphi}_{Kugel j} \ddot{\varphi}_{Kugel j} + \Theta_{Ring} \dot{\varphi}_{Ring} \ddot{\varphi}_{Ring} - \sum_{j=1}^{17} F_{Gr Bahn} \sin(\varphi_{Kugel j}) \cdot \dot{\varphi}_{Kugel j} + M_L \dot{\varphi}_{Ring} = 0. \quad (7.33)$$

Da der lastabhängige Anteil M_L des Lagerreibmoments M_L wegfällt, kann dieses ausgedrückt werden durch $M_L = M_0$. Umstellen von Gleichung (7.33) nach M_L ergibt für M_0 :

$$M_0 = M_L = \frac{1}{\dot{\varphi}_{Ring}} \left(- \sum_{j=1}^{17} \Theta_{Kugel} \dot{\zeta}_{Kugel j} \ddot{\zeta}_{Kugel j} - \sum_{j=1}^{17} m_{Kugel} r_{Bahn}^2 \dot{\varphi}_{Kugel j} \ddot{\varphi}_{Kugel j} - \Theta_{Ring} \dot{\varphi}_{Ring} \ddot{\varphi}_{Ring} + \sum_{j=1}^{17} F_{Gr Bahn} \sin(\varphi_{Kugel j}) \cdot \dot{\varphi}_{Kugel j} \right) \quad (7.34)$$

Nun wird zuerst der Beiwert f_0 aus dem Verhalten des Lagers bei niedrigen Drehzahlen bestimmt. Dazu wird 7.28 nach dem Beiwert f_0 aufgelöst, welches

$$f_0 = \frac{M_0}{16d_m^3} \quad (7.35)$$

ergibt. In diese Gleichung wird nun das in Gleichung (7.34) berechnete Lagerreibmoment M_0 eingesetzt. Daraus kann dann aus dem Bewegungszustand des Lagers für jeden Messzeitpunkt t_i ein Wert für $f_0(t_i)$ ermittelt werden. Für f_0 wird der Mittelwert dieser $f_0(t_i)$ angenommen.

Mit der Kenntnis von f_0 wird dann aus den Messwerten bei hohen Drehzahlen die kinematische Viskosität ν bestimmt. Dazu wird Gleichung (7.29) nach ν aufgelöst

$$\nu = \frac{2\pi}{60\dot{\varphi}_{Ring}} \left(\frac{10^{-3}M_0}{f_0 d_m^3} \right)^{3/2} \quad (7.36)$$

und das Lagerreibmoment M_0 durch den Ausdruck in Gleichung (7.34) ersetzt. Die kinematische Viskosität ν wird berechnet, indem die für alle Messzeitpunkte t_i bestimmten $\nu(t_i)$ für den Bereich höherer Drehzahlen, in dem Gleichung (7.29) gilt, gemittelt werden.

Für das Lager *Koyo 6904* ergibt sich $f_0 = 0,67$. Verglichen mit den Tabellenwerten in [SKF02] für f_0 , die zwischen 0,75 und 2,0 liegen, lässt dies auf eine sehr geringe Schmierung schließen. Auch die ermittelte kinematische Viskosität des Schmieröls liegt mit $\nu = 1,94 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ wesentlich unter dem kleinsten Tabellenwert von $1,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ bei Viskositätsklasse *ISO VG 2*. Dies deutet darauf hin, dass das Lager vor seinem Einsatz vom Fett befreit wurde. Dies ist eine sinnvolle Testbedingung, da bei vielen Einsätzen von Magnetlagern mögliche Verunreinigungen durch Lagerfette vermieden werden sollen.

Erwartungsgemäß ergibt sich bei dem schneller zum Stillstand kommenden Lager des Typs *SKF 6004* mit $f_0 = 3,37$ ein größerer Wert, der für eine wesentlich größere Lagerreibung steht. Die ermittelte kinematische Viskosität der Schmierung des defekten Lagers ist mit $\nu = 8,89 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ sehr klein, was bereits die Grenzen dieser Abschätzung für Lager mit Defekt aufzeigt. Da sich auch das Lagerreibmoment als klein im Vergleich zu den Beschleunigungskräften herausstellt, wird diese Abschätzung beibehalten.

Teil III

Ergebnisse

8 Rotor-Fanglager-Interaktion bei unkritischem Kontaktvorgang

In der Regel ist ein Rotorabsturz in Wälzlager unkritisch, insbesondere wenn die Fanglager ohne Verschmutzung oder Beschädigung sind. Im Folgenden wird ein solcher Kontaktvorgang analysiert.

8.1 Bewegungsabläufe des Rotors

Bild 8.1 zeigt die Rotorbewegung nach einem Rotorabsturz aus beiden Magnetlagern bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz. Links ist ein Orbit der Bewegung der Rotorachse im Fanglager B dargestellt, rechts ist der Zeitverlauf der horizontalen (x , in Grau) und vertikalen (y , farbig) Rotorbewegung dargestellt. Die Richtungen der Koordinaten sind entsprechend Bild 6.1 dargestellt.

Nach dem Magnetlagerausfall springt der Rotor einige Male im Fanglager bis seine Sprungbewegungen kleiner werden und er ca. 0,06 s nach dem ersten Fanglagerkontakt konstanten Kontakt zum Fanglager hat und in dessen Boden oszilliert.

Der Fallvorgang ist in dunklem Blau, die Sprungphase in Hellblau und die Oszillation im Fanglagerboden in Rot dargestellt. Diese Farbgebung für die verschiedenen Bewegungsphasen des hier diskutieren Versuchs wird im gesamten Kapitel beibehalten.

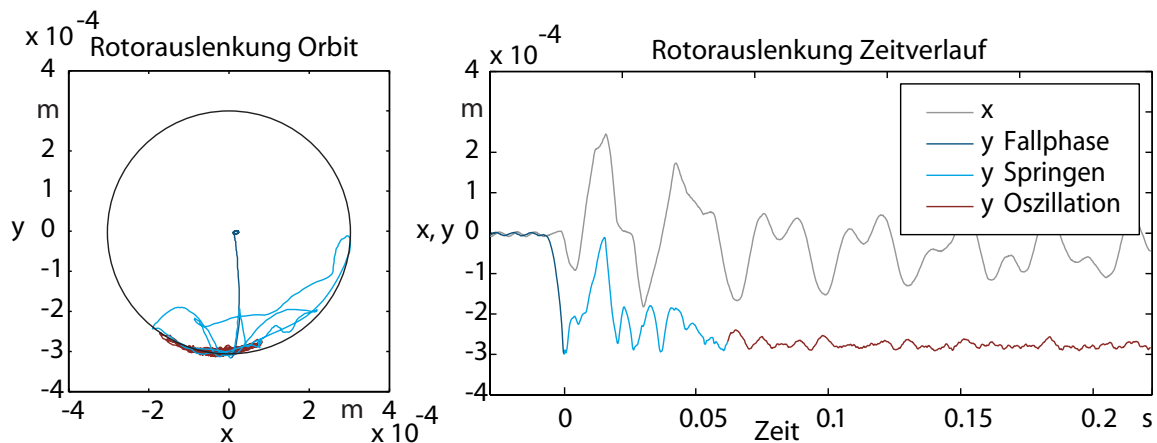


Bild 8.1: Rotorbewegung bei unkritischem Kontaktvorgang

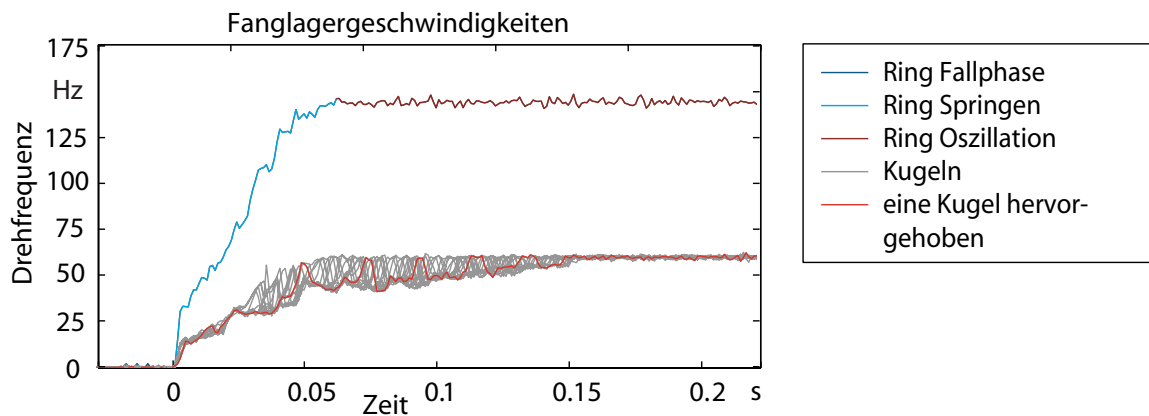


Bild 8.2: Hochlauf eines käfiglosen Lagers nach einem Rotorabsturz mit unkritischem Verlauf

8.2 Beschleunigungsvorgang der Fanglager

8.2.1 Beschleunigungsvorgang eines käfiglosen Fanglagers

In Bild 8.2 ist der Beschleunigungsvorgang des käfiglosen Fanglagers nach dem im vorherigen Absatz beschriebenen Rotorabsturz mit unkritischem Verlauf dargestellt. Die Geschwindigkeit des Lagerinnenrings ist farbig dargestellt, die Geschwindigkeiten der Kugeln in grau. Zur Verdeutlichung der Oszillationen der Kugelgeschwindigkeiten ist der Geschwindigkeitsverlauf einer einzelnen Kugel in rot dargestellt.

Der Innenring beschleunigt mit stufenförmigem Drehfrequenzverlauf bis zum Erreichen seiner Enddrehfrequenz von etwa 145 Hz. Der Beschleunigungsvorgang des Innenringes ist nach 0,06 s abgeschlossen. Die Enddrehfrequenz ist erreicht, wenn Innenring und Rotor am Berührungspunkt die selbe Geschwindigkeit haben. Da der Innendurchmesser des Lagers größer als der Rotordurchmesser ist, ist bei gleicher Geschwindigkeit am Berührungspunkt die Drehfrequenz des Innenringes folglich kleiner als die des Rotors.

Die Stufen im Drehfrequenzverlauf des Innenrings resultieren aus nicht kontinuierlichem Kontakt zwischen Rotor und Fanglager. Wenn sich Rotor und Fanglager im Kontakt befinden, ist die Innenringbeschleunigung nahezu konstant. Fehlt der Kontakt, so wirken nur innere Reibkräfte auf das Lager und dessen Geschwindigkeit bleibt nahezu konstant.

Anders als beim Innenring ist die Beschleunigung der Kugeln nicht gleichförmig, sondern stark oszillierend. Bis zum Erreichen einer konstanten Endgeschwindigkeit brauchen die Kugeln mit 0,15 s fast drei mal so lang wie der Innenring. Dieser langsamere Beschleunigungsvorgang sowie die Oszillation der Geschwindigkeit der Kugeln lassen sich mit dem Durchgang der Kugeln durch die Lastzone erklären: Wenn sich der Rotor im Lagerboden bewegt, wirken dort höhere Normalkräfte als im übrigen Lager. Sie ermöglichen die Übertragung höherer Reibkräfte zwischen Kugeln und Ringen. In diesem Bereich findet die Beschleunigung der Wälzkörper statt, während in dem Bereich, in dem der Rotor keine Normalkraft überträgt, die Wälzkörper infolge Reibung Energie und somit Geschwindigkeit verlieren (siehe auch [SSS02]).

Solange sich der Innenring im Beschleunigungsvorgang befindet, ist jeweils die Geschwindigkeit eines aus der Lastzone heraustretenden Wälzkörpers größer als die des vorangegangenen

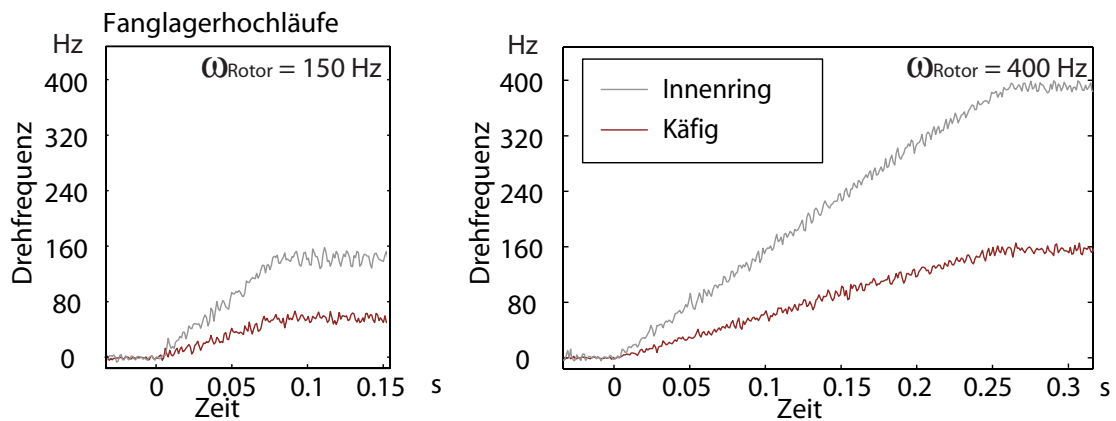


Bild 8.3: Beschleunigungsvorgang eines Käfiglagers, links bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz, rechts von 400 Hz

Wälzkörper, der vorher, also bei geringerer Innenringgeschwindigkeit, die Lastzone passiert hat. Bei entsprechend großem Geschwindigkeitsunterschied kollidieren diese beiden Wälzkörper dann, und der auf den Vorgänger auflaufende Wälzkörper verliert an Geschwindigkeit, während der vorangehende Wälzkörper einen Impuls in Richtung seiner Schwerpunktbewegung erfährt. Durch die Reibung zwischen den zusammenstoßenden, um die eigene Achse rotierenden Körpern erfahren beide einen Drehimpuls entgegen der eigenen Drehrichtung.

Durch diese wiederkehrenden Kollisionen wird der Beschleunigungsvorgang der Wälzelemente verzögert. Erst nach 0,15 s sind alle Wälzelemente über den Ring verteilt und laufen in konstanten Abständen.

8.2.2 Beschleunigungsvorgang eines Käfiglagers

Im Falle eines Käfiglagers werden die Oszillationen der Kugelgeschwindigkeit durch den Käfig behindert. Der Käfig muss dazu den Kräften, die eine Beschleunigung und Abbremsung der Wälzelemente bewirken, entgegenwirken. Im Bereich der aus der Lastzone heraustretenden Wälzkörper sind dies Druckkräfte auf den Käfig, im Bereich gegenüber Zugkräfte. Durch die Bewegung des Käfigs durch die verschieden belasteten Zonen des Lagers ist dieser ständigen Wechselbeanspruchungen ausgesetzt, die in der Beschleunigungsphase um ein Vielfaches größer sind als im Betrieb bei konstanter Geschwindigkeit. Hier ist die Gefahr des Käfigbruchs gegeben. Aus diesem Grund werden für Fanglagerungen statt Käfiglagern oft teurere käfiglose Lager eingesetzt.

Bild 8.3 zeigt die Beschleunigungen von Innenring (grau) und Käfig (rot dargestellt) nach Rotorabstürzen bei einer Drehfrequenz von 150 Hz (links) und 400 Hz (rechts). Innenring und Käfig beschleunigen synchron mit nahezu konstanter Beschleunigung bis die Enddrehfrequenz von ca. 145 bzw. 390 Hz erreicht ist. Die Beschleunigungszeit des Innenringes von 0,09 s bei der Rotordrehfrequenz von 150 Hz ist etwas länger als die des käfiglosen Lagers. Die Charakteristik des gemessenen Beschleunigungsverhaltens des Käfiglagers bestätigt das von [Fum97] gefundene.

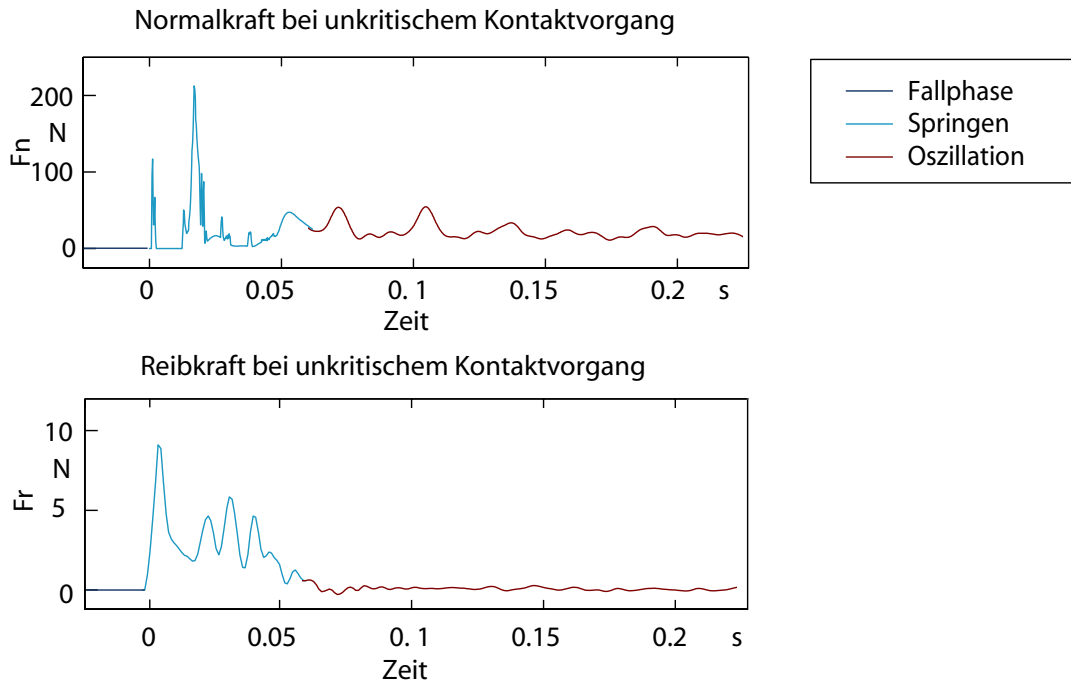


Bild 8.4: Kraftverläufe im Rotor-Fanglager-Kontakt

8.3 Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt

Die Kraftübertragung im Rotor-Fanglager-Kontakt stellt die Verbindung zwischen der Rotor- und der Fanglagerbewegung dar. Bild 8.4 zeigt den Reib- und Normalkraftverlauf des in den Abschnitten 8.1 und 8.2.1 beschriebenen nichtkritischen Kontaktvorgangs. Die Normalkraft, die aus den besser aufgelösten Wegsensordaten berechnet wurde, ist im Gegensatz zur aus den Videosignalen berechneten Reibkraft wesentlich feiner aufgelöst. Durch die Samplefrequenz der Videomessung von 1 kHz, können Kraftspitzen, die eine kleinere Wirkdauer haben, nicht als solche erkannt werden, sondern werden über die Messzeit gemittelt abgebildet.

An dieser Stelle sei noch einmal darauf hingewiesen, dass die mit dem in Kapitel 7 beschriebenen Verfahren berechneten Kraftverläufe Werte für Systemdiskussionen liefern. Für eine genaue Analyse der Kräfte, zum Beispiel zur Lagerauslegung, reicht die Mess- und Rechengenauigkeit nicht aus.

8.3.1 Normalkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt

Im Normalkraftverlauf (siehe Bild 8.4 oben) werden die Phasen von Fanglagerkontakt und Springen des Rotors deutlich. In den ersten 0,05 s nach dem ersten Kontaktvorgang wechseln sich kurze Kraftimpulse mit Phasen ab, in denen mangels Kontakt zwischen Rotor und Fanglager keine Normalkraft übertragen wird. Die maximale übertragene Normalkraft ist in der Größenordnung von 200 N, was sich mit den Analysen von [Fum97] deckt.

Mit dem Übergang des Rotors in die Oszillationsphase im Boden des Fanglagers werden die Kraftspitzen kleiner und die übertragene Normalkraft nähert sich dem konstanten Wert von

ca. 17 N an, der Gewichtskraft, die der Rotor bei verschwindenden Fliehkräften auf das Lager überträgt.

8.3.2 Reibkraft im Rotor-Fanglager-Kontakt

In Bild 8.4 unten werden die beim Kontaktvorgang übertragenen Reibkräfte dargestellt. Die zu Beginn des Kontakts übertragenen, den Normalkraftimpulsen entsprechenden Reibkraftimpulse werden durch die Auflösung der Videomessung tiefpassgefiltert dargestellt. Bei korrekter Darstellung müssten die Reibkräfte in Phasen ohne Kontakt gleich null sein, während die Impulsspitzen höher sein müssten. Die hier ermittelte maximale Reibkraft beträgt etwa 9 N.

0,07 s nach dem Absturz nehmen die gemessenen Reibkräfte einen konstanten Wert nahe Null an. Dann ist der Beschleunigungsvorgang des Fanglagers abgeschlossen, und es wird nur noch das Lagerreibmoment übertragen, das bei der sich einstellenden Lagerdrehfrequenz von 145 Hz zu einer Reibkraft von etwa 0,02 N führt (vergleiche Abschnitt 7.4).

9 Rotor-Fanglager-Interaktion im Verlauf einer Wirbelbewegung

9.1 Kinematik der Wirbelbewegung

Die Rückwärtswirbelbewegung ist die kritischste unter den möglichen Bewegungsformen des Rotors. Sie wird angefacht durch Reibkräfte zwischen Rotor und Fanglager. Der Rotor bewegt sich dabei wie in Bild 9.1 gezeigt entgegen seiner Drehrichtung entlang der Lagerinnenseite. Die bei einer Wirbelbewegung entstehenden Verformungen und Kontaktkräfte können Rotor und Lager zerstören. Die Frequenz dieser Bewegung, die als Wirbelfrequenz bezeichnet wird, kann dabei wesentlich höher sein als die Drehfrequenz des Rotors um seine Achse. Durch die Wirbelbewegung können höhere Eigenmoden des Rotors angefacht werden.

Beim Abrollen des Rotors auf dem Innenring ergibt sich das in Abbildung 9.1 dargestellte Geschwindigkeitsprofil des Rotors. Die Geschwindigkeit $v_{a \text{ Rotor}}$ des Kontaktpunkts auf dem Rotor lässt sich darstellen als

$$v_{a \text{ Rotor}} = -v_o + 2\pi \cdot f_{\text{Rotor}} \cdot r_{\text{Rotor}} \quad (9.1)$$

mit

$$v_o = 2\pi \cdot f_{\text{Wirbel}} \cdot r_{\text{Luftspalt}} \quad (9.2)$$

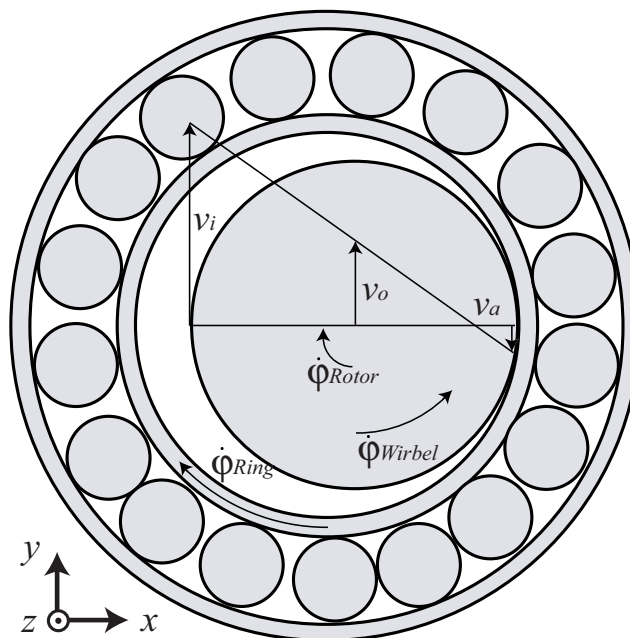


Bild 9.1: Kinematik der Wirbelbewegung

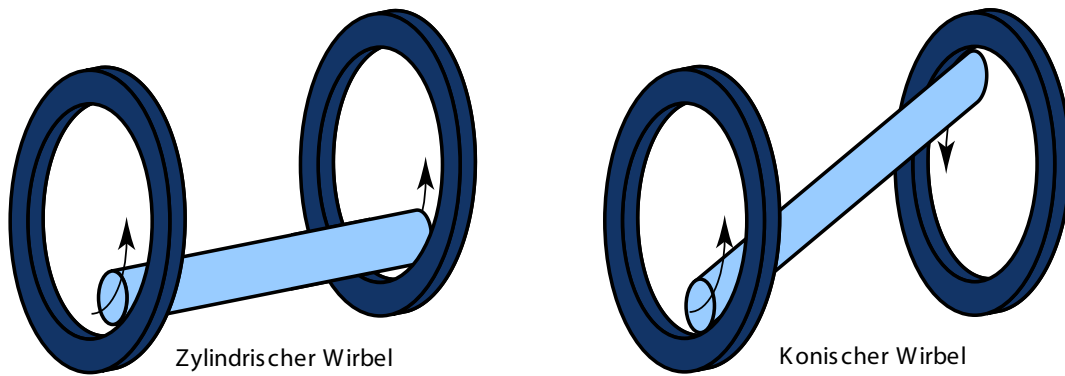


Bild 9.2: Zylindrische und konische Wirbel

Dabei ist f_{Rotor} die Drehfrequenz des Rotors und f_{Wirbel} dessen Wirbelfrequenz, jeweils wie in Bild 9.1 dargestellt. Die Variablen r_{Rotor} und $r_{Luftspalt}$ bezeichnen die Radien von Rotor und Luftspalt, wie in Bild 6.1 und Formel 6.1 dargestellt. Die Geschwindigkeit $v_{a\ Ring}$ des Kontaktpunkts auf dem Innenring mit dem Radius r_{Ring} ist proportional zu dessen Drehfrequenz f_{Ring} :

$$v_{a\ Ring} = 2\pi \cdot f_{Ring} \cdot r_{Ring}. \quad (9.3)$$

Damit ergibt sich für eine reine Abrollbewegung aus $v_{a\ Ring} = v_{a\ Rotor}$

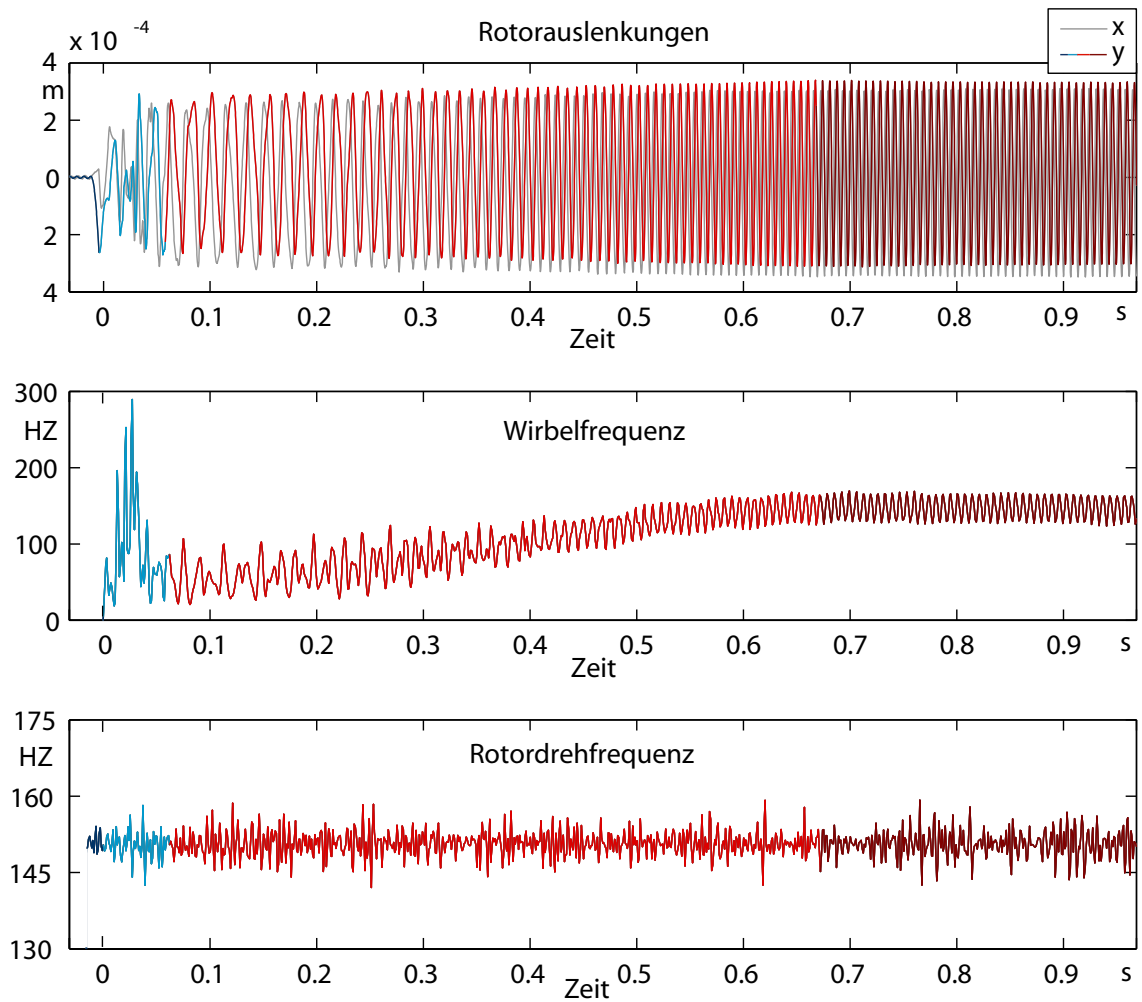
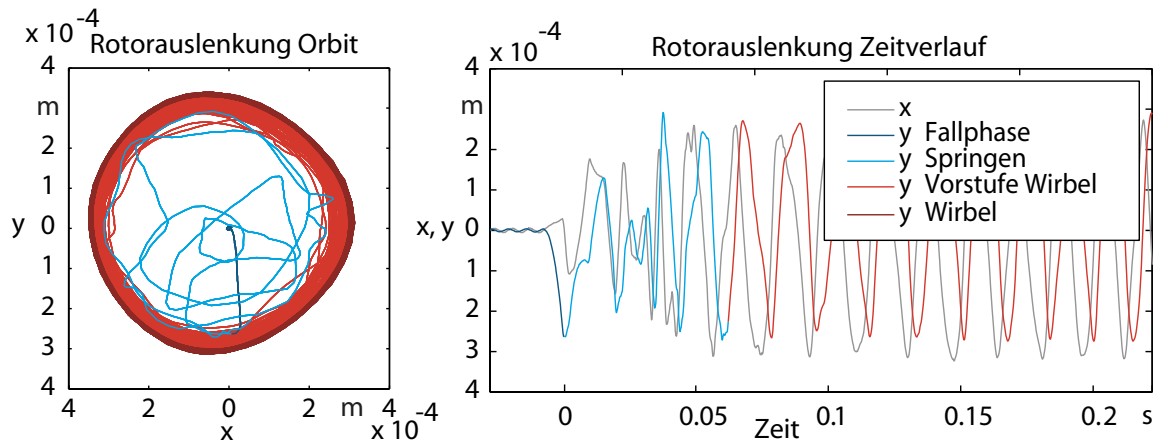
$$-f_{Wirbel} \cdot r_{Luftspalt} + f_{Rotor} \cdot r_{Rotor} = f_{Ring} \cdot r_{Ring}. \quad (9.4)$$

Grundsätzlich sind zwei Arten von Wirbeln möglich, parallele und konische. Diese sind in Bild 9.2 schematisch dargestellt. Beim analysierten System sind nur parallele Wirbel stabil, es finden sich aber auch Ansätze von konischen Bewegungen, auf die in Absatz 9.5 eingegangen wird.

9.2 Ausbildung der Wirbelbewegung

In Bild 9.3 sind die Bewegungsabläufe der Ausbildung eines Wirbels bei einer Rotordrehfrequenz vom 150 Hz gezeigt. Nach dem Absturz des Rotors (dargestellt in Dunkelblau) springt er in den Fanglagern (dargestellt in Hellblau). Dieses Springen hält etwa 0,06 s an, was 9 Rotationen des Rotors um seine Achse entspricht. Bereits während dieser Phase gibt es zwei begonnene Umläufe des Rotors im Fanglager mit konischer Bewegungsform (mehr dazu siehe 9.5), die aber nicht stabil sind. Erst wenn die Rotorbewegung zylindrisch ist, folgt die eigentliche Ausbildung der Wirbelbewegung, welche in hellem Rot dargestellt ist. In diesem Verlauf nimmt die Wirbelfrequenz konstant zu und mit dieser auch die Fliehkräfte, die auf Rotor und Fanglager wirken. Aufgrund der mit den Fliehkräften größer werdenden elastischen Verformung von Fanglager und Rotorkontaktfläche wird der Radius der Rotorbahn größer, wie in Bild 9.3 links zu sehen ist. In dieser Bewegungsphase macht der Rotor 59 Umläufe im Fanglager, während er 91 mal um seine Achse rotiert. Die darauf folgende, fertig ausgebildete Wirbelbewegung bei einer konstanten Wirbelfrequenz ist in dunklem Rot dargestellt.

Bild 9.4 zeigt die Zeitverläufe von Rotorauslenkung, -drehfrequenz und Wirbelfrequenz in der ersten Sekunde nach dem Absturz. Die Rotordrehfrequenz (Bild 9.4 dritter Graph) bleibt bei dem



gesamten Vorgang (im Bereich des Messbaren) konstant. Die Wirbelfrequenz (Bild 9.4 zweiter Graph) zeigt die drei auf den Absturz folgenden Bewegungsphasen: Während der Sprungbewegung (hellblau dargestellt) des Rotors mit einzelnen Umläufen im Lager können kurzzeitig sehr hohe Wirbelfrequenzen beobachtet werden. Auf diese wird in Absatz 9.5 näher eingegangen. Mit Beginn der parallelen Bewegung (hellrot dargestellt) fällt die Wirbelfrequenz zunächst abrupt ab, und steigert sich dann langsam und kontinuierlich. Die ersten zylindrischen Rotorumläufe im Fanglager haben eine Frequenz von knapp 60 Hz. Etwa 0,7 s nach dem Rotorabsturz hat die Wirbelbewegung die volle Wirbelfrequenz von 148 Hz erreicht (dunkelrot dargestellt).

9.3 Lagerbeschleunigung bei der Ausbildung einer Wirbelbewegung

Bild 9.5 oben zeigt den Verlauf der Drehfrequenz des Innenrings bei der Ausbildung des in Abschnitt 9.2 beschriebenen Wirbels. Der während der Sprungphase des Rotors auftretende stufenförmige Geschwindigkeitsverlauf des Innenrings, der auch bei nicht kritischen Fallvorgängen beobachtet werden kann (siehe Absatz 8.2.1), ist hier besonders deutlich zu erkennen.

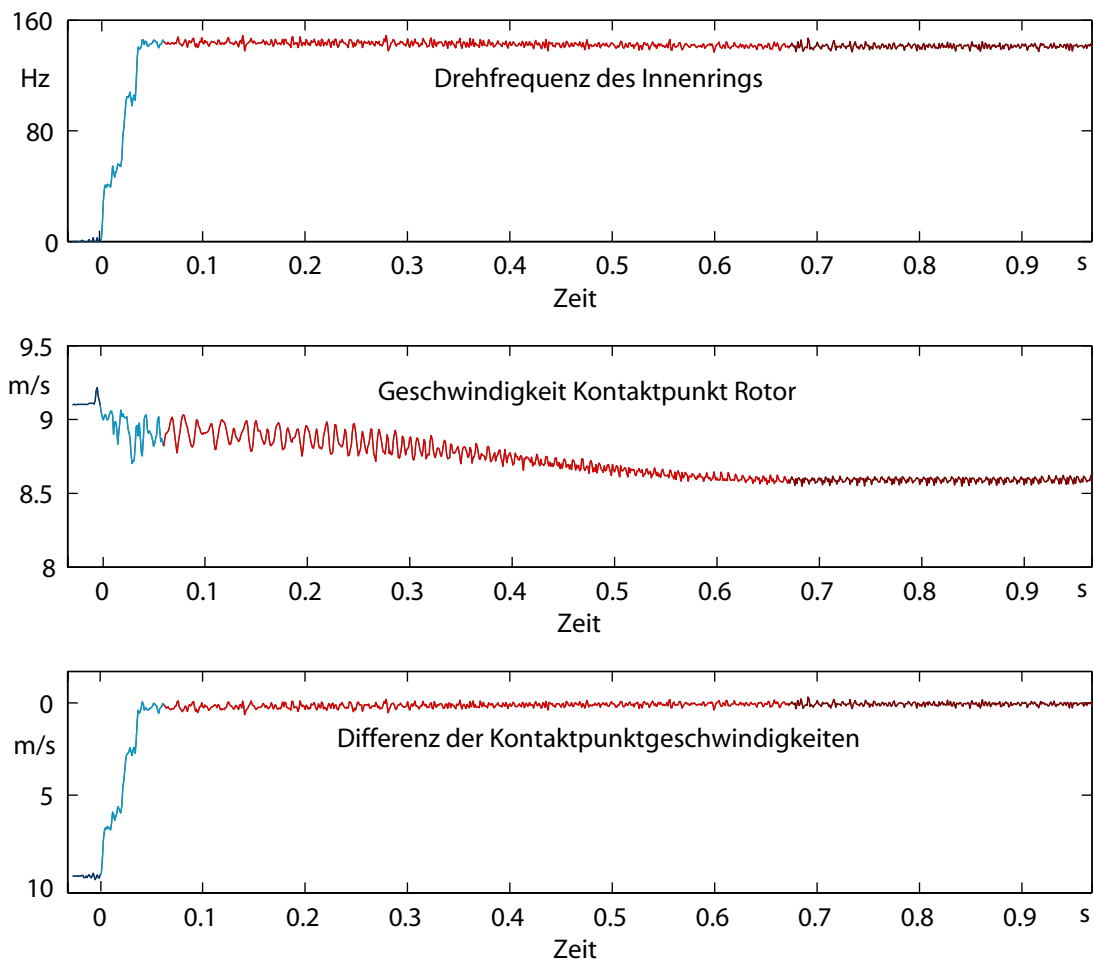


Bild 9.5: Beschleunigung des Fanglagers

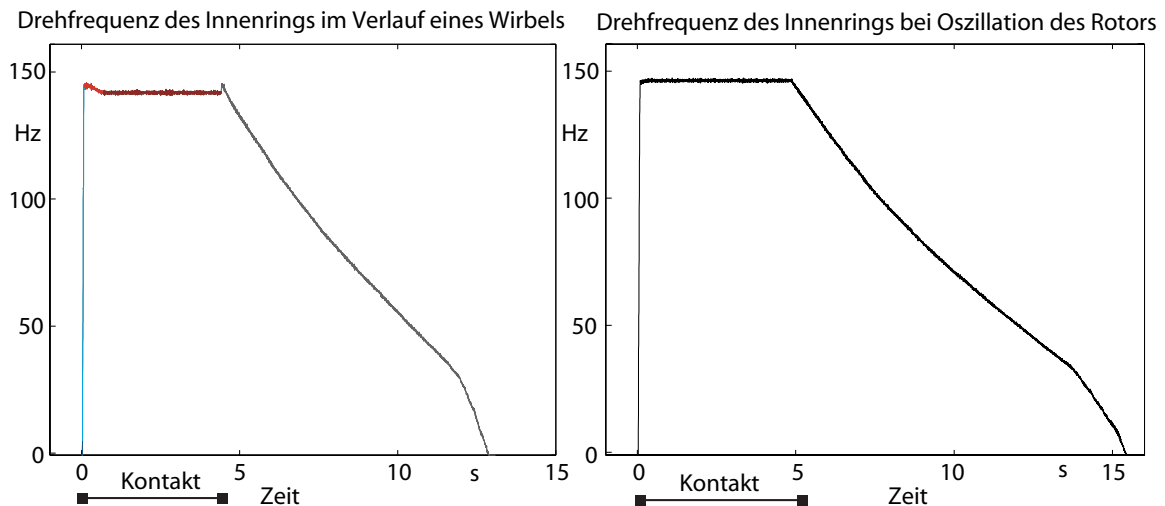


Bild 9.6: Vergleich der Innenringgeschwindigkeit bei Wirbelbewegung und Oszillation

Bereits nach 0,04 s hat das Fanglager seine maximale Geschwindigkeit erreicht. Ab dann findet zwischen Rotor und Innenring eine reine Abrollbewegung statt: Die in Bild 9.5 unten dargestellte Geschwindigkeitsdifferenz der Kontaktpunkte auf Rotor und Innenring ist ab diesem Zeitpunkt gleich Null.

Mit der Ausbildung des Wirbels nimmt die Fanglagersgeschwindigkeit wieder ab (Bild 9.5 oben). Man kann deutlich sehen, wie die Zunahme der Wirbelgeschwindigkeit in der Wirbelaufbauphase (jeweils hellrot dargestellt) mit der Abnahme der Innenringgeschwindigkeit einhergeht. Der Grund für die geringere Lagersgeschwindigkeit im Falle eines Wirbels liegt in dessen Kinematik: Während einer Wirbelbewegung rollt der Rotor wie in Bild 9.1 gezeigt auf dem Lager ab. Die Geschwindigkeit $v_{a \text{ Rotor}}$ des Kontaktpunkts auf dem Rotor nimmt nach Gleichung 9.1 mit Zunahme der Wirbelfrequenz f_{Wirbel} ab. Diese Geschwindigkeit $v_{a \text{ Rotor}}$ des Kontaktpunkts auf dem Rotor ist in Bild 9.5 Mitte dargestellt. Zur Zeit der Wirbelausbildung (hellrot dargestellt) kann man deutlich die geringer werdende Geschwindigkeit des Kontaktpunkts erkennen. Das Fanglager reagiert auf die geringere Kontaktpunktgeschwindigkeit mit einer entsprechenden Abbremsung (Bild 9.5 oben).

Diese Lagerabbremsung in der Wirbelaufbauphase (hellrot) ist in Bild 9.6 links besonders gut erkennbar. Bild 9.6 stellt die stark gefilterte Geschwindigkeit des Fanglagerinnenrings im Verlauf eines Wirbels (rechts) der bei einer unkritischen Bewegung des Rotors (links) gegenüber. Beim Wiederanheben des wirbelnden Rotors (Bild links) ist der selbe Effekt wieder zu sehen: Hier nimmt die Lagersgeschwindigkeit zu, bis der Kontaktpunkt im Lagerinnenring die Geschwindigkeit des Kontaktpunkts auf dem (dann nicht mehr wirbelnden) Rotor erreicht hat.

Auch das Beschleunigungsverhalten der Wälzelemente eines käfiglosen Fanglagers unterscheidet sich im Fall einer Wirbelbewegung wesentlich von dem im unkritischen Fall. Bild 9.7 stellt die Geschwindigkeitsverläufe von Fanglagerinnenring und Wälzelementen im Fall eines Wirbels (links) und im Fall einer Oszillation (rechts) des Rotors im Boden des Fanglagers gegenüber. Da die in Abschnitt 8.2.1 beschriebene Lastzone bei einer Wirbelbewegung wandert, findet sich das dort beschriebene Phänomen der oszillierenden Kugelgeschwindigkeiten bei einer Wirbelbewegung nicht wieder.

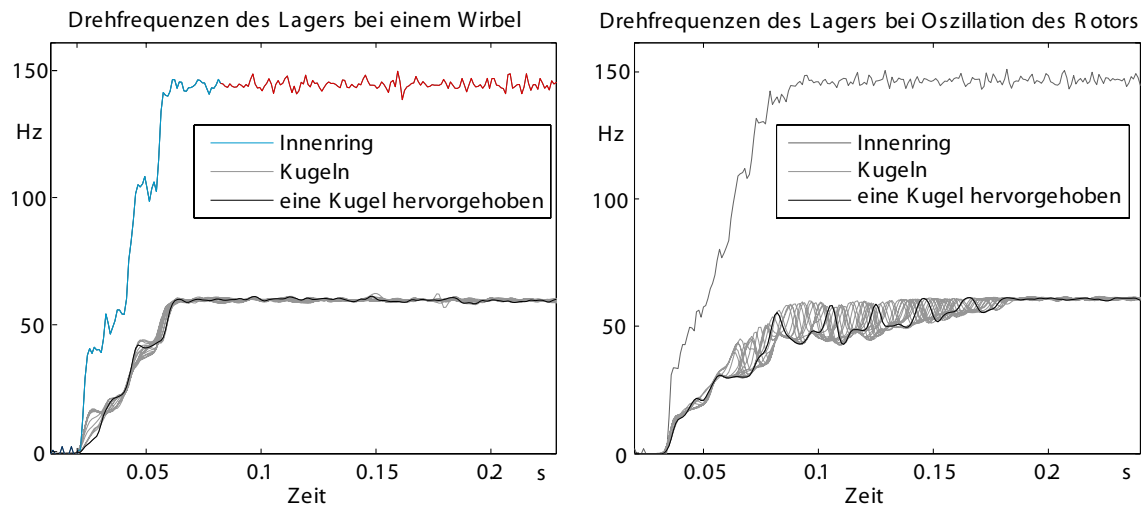


Bild 9.7: Fanglagergeschwindigkeiten nach Rotorabsturz

Im Fall einer Wirbelbewegung ist eine deutlich schnellere Beschleunigung des Fanglagers zu erkennen. Diese resultiert nicht nur aus der schnelleren Beschleunigung der Wälzkörper durch vermiedene Kollisionen, sondern in erster Linie aus den höheren Normalkräften während der Rotorumläufe im Lager, die es ermöglichen, höhere, das Fanglager beschleunigende Reibkräfte zu übertragen.

9.4 Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt im Verlauf einer Wirbelbewegung

Bild 9.8 zeigt den Reib- und Normalkraftverlauf des in den Abschnitten 9.2 und 9.3 beschriebenen Wirbels.

Im Normalkraftverlauf (Bild 9.8 oben) zeigt sich die Gefahr, die von einer Wirbelbewegung ausgeht: Während beim Erstkontakt nur ein Kraftimpuls in der Größenordnung von etwa 200 N wirkt, so entsteht bei der hier dargestellten Wirbelbewegung eine umlaufende Kraft mit einer Amplitude von knapp 500 N. Die Auswirkungen dieser Kraft zeigen sich deutlich in der in Bild 9.3 links dargestellten Rotorbahn: Aufgrund der kontinuierlich größer werdenden Kraftamplitude kommt es zu erheblichen elastischen Verformungen von Fanglager und Rotorkontaktfläche, die zu einem erkennbar größeren Radius der Rotorbahn führen.

Der Verlauf der Reibkraft (Bild 9.8 unten) bei einer Wirbelbewegung unterscheidet sich auf den ersten Blick kaum von dem bei einem nicht kritischen Verlauf. Die gefundene maximale Reibkraft liegt bei ca. 10 N (zur Genauigkeit siehe auch Abschnitt 8.3). Auch hier finden sich Zusammenhänge zwischen Lagerbeschleunigung und übertragener Reibkraft, die sich gegenseitig bedingen: Im Fall der sich ausbildenden Wirbelbewegung wird durch zunehmende Kontaktnormalkräfte die Übertragung größerer Reibkräfte ermöglicht. Diese führt zu einer höheren Beschleunigung des Lagers. Da das Fanglager auf diesem Weg schneller seine Endgeschwindigkeit erreicht, ist bereits nach 0,05 s der Zeitpunkt erreicht, an dem keine Beschleunigungskräfte mehr auf das Lager wirken und nur noch kleine Reibkräfte aus dem Lagerreibmoment übertragen werden.

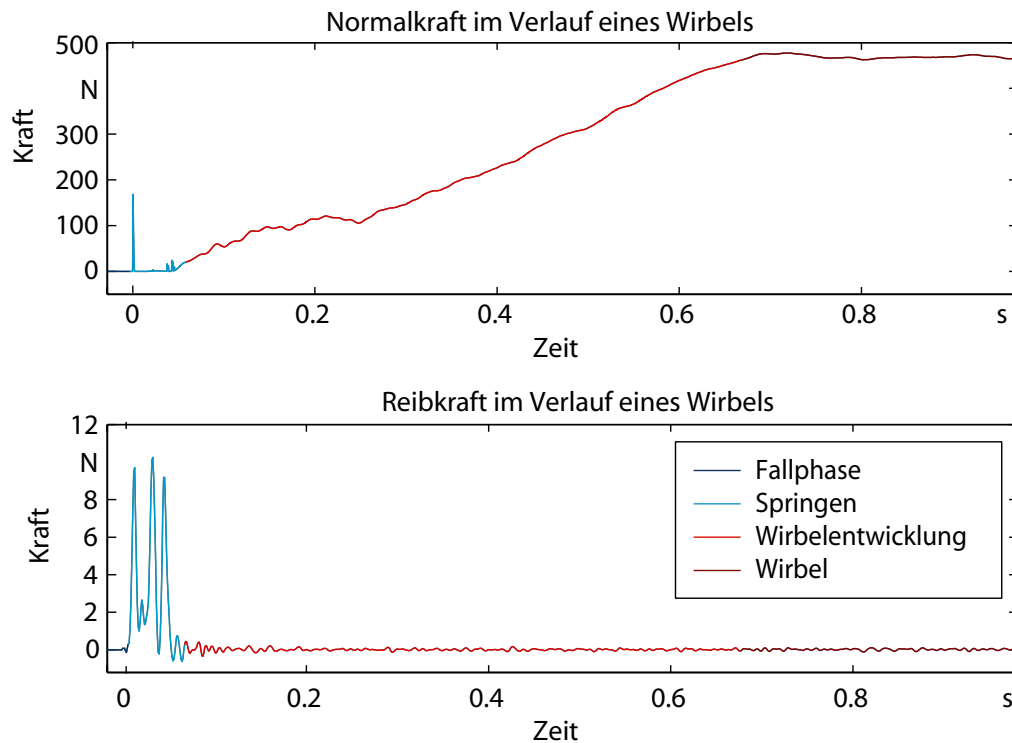


Bild 9.8: Kräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt

9.5 Konische und zylindrische Wirbel

In den im Rahmen dieser Arbeit sowie den in [Fum97] durchgeführten Versuchen hat sich herausgestellt, dass nur der zylindrische Wirbel (siehe Bild 9.2 links) bei diesem Prüfstand stabil ist. Oft geht einem zylindrischen Wirbel jedoch ein konischer Wirbel (Bild 9.2 rechts) mit einer sehr hohen Wirbelfrequenz voraus, der sich nicht etablieren kann. In Bild 9.9 ist eine solche Wirbelentwicklung mit deutlicher konischer Bewegung dargestellt. Der Rotor wurde für diesen Versuch in zentrische Position gebracht und mit einer Drehfrequenz von 400 Hz aus beiden Magnetlagern fallen gelassen.

Die Bahnen der Rotorpositionen in den Lagern A und B sind in rot und blau dargestellt, während die Rotorachse als schwarze, beziehungsweise graue Gerade dargestellt ist. Alle $2 \cdot 10^{-4}$ s wird die Rotorachse neu eingezeichnet, dabei zeigt hellgrau die erste und schwarz die letzte Zeitstufe an. In der oberen Zeile der Plots (Graph a bis c) ist die konische Form der Wirbelbewegung zu erkennen. In Graph d wird diese deutlich schneller, was am größeren Winkel zwischen den Rotorgeraden zu erkennen ist. In den Graphen e und f findet schließlich der Übergang zur zylindrischen Wirbelbewegung statt. Die letzten Zeitschritte in Graph f sind bereits Teil der zylindrischen Wirbelbewegung. Hier ist an den wieder eng aneinander liegenden Rotorgeraden zu erkennen, dass die parallele Wirbelbewegung langsamer als die konische ist. Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten der zylindrischen und der konischen Wirbel lassen sich mit der in diesen Bewegungsformen gespeicherten Energie begründen. Auf diese wird im folgenden Absatz 9.6 eingegangen.

Die zu diesem Versuch gehörende Rotorbahn sowie Zeitverläufe von Rotorauslenkung, Wirbelfrequenz, Fanglagergeschwindigkeit und Kontaktkräften sind in 9.10 dargestellt. Dabei sind die

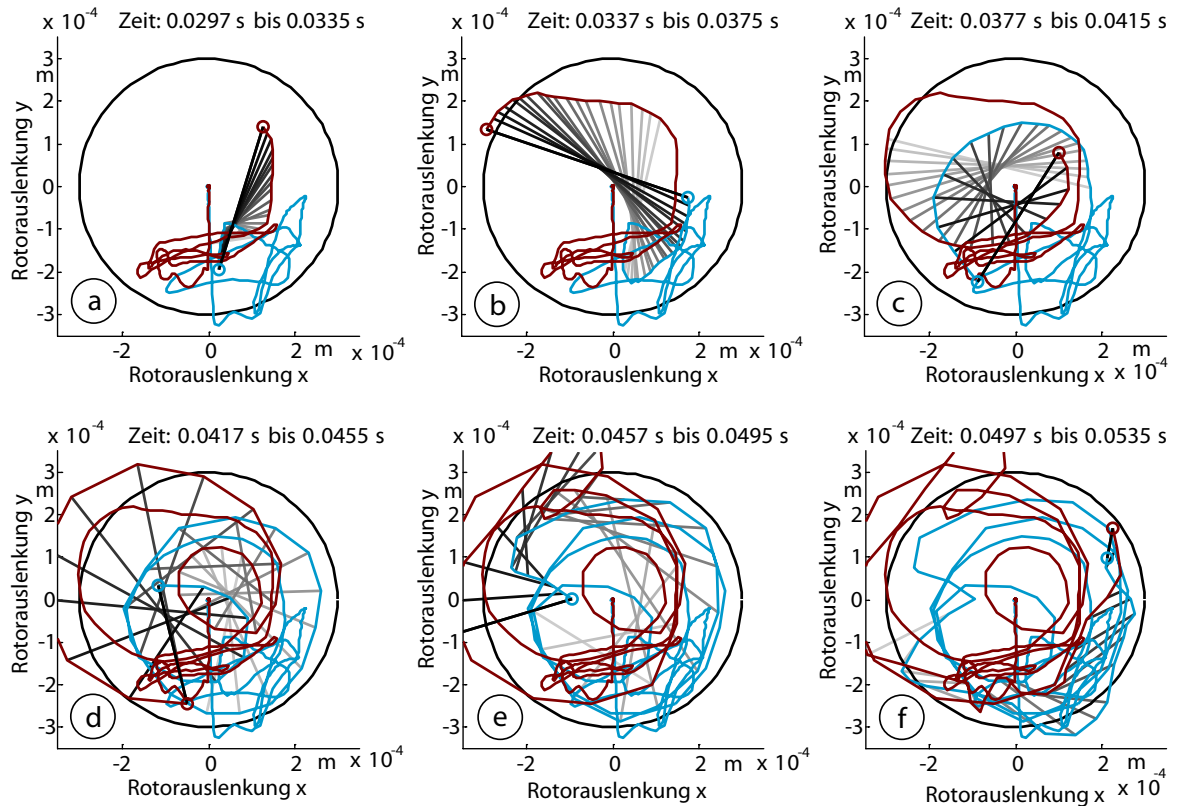


Bild 9.9: Phasen einer Wirbelentwicklung, [HAN08]

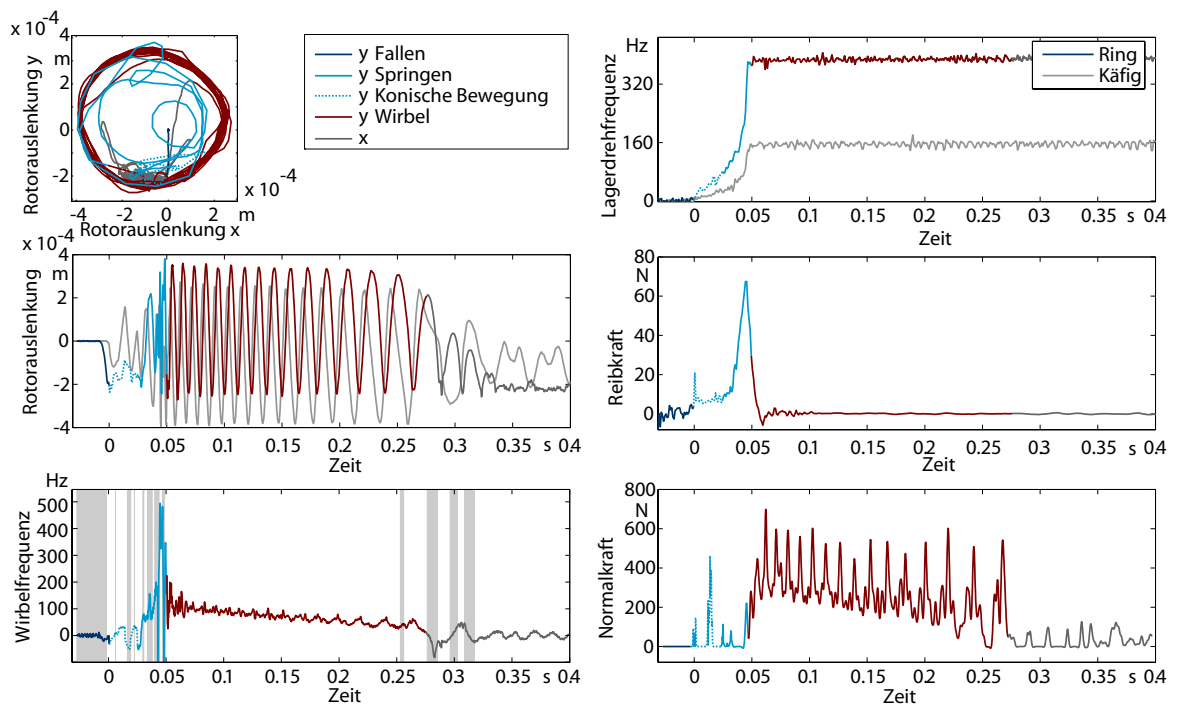


Bild 9.10: Rotorauslenkung, Lagerbeschleunigung und Kontaktkräfte im Verlauf eines Wirbels

Bewegungsphasen des Rotors wie bei der vorherigen Versuchsbeschreibungen farblich gekennzeichnet: Die Fallphase ist in Dunkelblau dargestellt, Springen in Hellblau gestrichelt und die konische Bewegungsphase mit durchgehender hellblauer Kontur. Der parallele Wirbel ist in rot dargestellt. Der Zusammenhang zwischen Ende der Beschleunigungsphase des Lagers und Übergang des Rotors in eine parallele Bewegung ist klar zu erkennen.

Der Graph der Wirbelfrequenz zeigt konische Wirbelfrequenzen bis zu 500 Hz, während der zylindrische Wirbel bei einer Frequenz von ca. 150 Hz beginnt und dann stetig an Geschwindigkeit verliert. Die grau schraffierten Flächen in diesem Graphen zeigen Zeitbereiche an, in denen der Rotor sich im Bereich kleiner radialer Auslenkungen vom Fanglagerzentrum befindet und somit keinen Kontakt zum Fanglager hat.

Die Reibkraft wirkt über einen langen Zeitraum und hat eine Spitze von 70 N, was etwa sieben mal größer ist als bei der zylindrischen Wirbelentwicklung bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz. Die Normalkraft ist mit einer Spitze von 400 N nicht wesentlich unterschiedlich zur Normalkraft bei einem Wirbel mit zylindrischer Form.

Im Folgenden soll den Fragen nachgegangen werden, warum sich konische Wirbel im untersuchten System ausbilden können und warum diese sich nicht etablieren können.

Konische Wirbel lassen sich nur während des Lagerhochlaufs beobachten. Sobald das Lager seine Beschleunigung abgeschlossen hat und nur noch geringe Reibkräfte auf den Rotor wirken, bricht die konische Bewegungsform zusammen und geht in eine zylindrische über. Der Abbruch des Wirbels bei Ausbleiben der Reibkräfte legt die Vermutung nahe, dass im beobachteten Fall der Rotor noch keine stabile Wirbelfrequenz erreicht hat und diese auch ohne weitere Energie aus Reibkräften nicht mehr erreichen kann (mehr zu stabilen Wirbelfrequenzen siehe Abschnitt 9.7).

Da der Zeitraum bis zum Abschluss der Lagerbeschleunigung bei niedrigen Drehfrequenzen des Rotors sehr kurz ist, können sich konischen Wirbel nur bei höheren Drehfrequenzen ausbilden. Ein stabiler konischer Wirbel kann mit den am verwendeten Prüfstand möglichen Rotordrehfrequenzen bis 500 Hz nicht erreicht werden.

Solange der Beschleunigungsvorgang des Fanglagers noch nicht abgeschlossen ist und der Rotor auf dem Fanglager abrollt, haben Rotor und Fanglager am Kontaktpunkt eine Relativgeschwindigkeit zueinander. Abbildung 9.11 links zeigt die Geschwindigkeit des Kontaktpunkts auf dem Rotor (in den vorher beschriebenen Farben dargestellt) im Vergleich zur Geschwindigkeit des Kontaktpunkts auf dem Fanglager (in grau dargestellt). Rechts ist das Ende der Lagerbeschleunigung und die Entwicklung der Kontaktgeschwindigkeiten zu diesem Zeitpunkt im Detail dargestellt. Hier zeigt sich der Grund für den Abbruch des konischen Wirbels: Zum Zeitpunkt $t = 0.045s$ hat das Fanglager so weit beschleunigt, dass der Rotor darin nicht mehr gleitet, sondern abrollen kann. Mit der weiteren Erhöhung der Wirbelfrequenz wird die Geschwindigkeit des Kontaktpunkts auf dem Rotor geringer, was eine Abbremsung des Lagers zur Folge hat. Dadurch fehlen dem Rotor die Reibkräfte, die er zu einer weiteren Beschleunigung der Wirbelbewegung braucht, und die Bewegung bricht zusammen.

Bei der Suche nach dem Auslöser der konischen Bewegungsform fällt auf, dass bei Fanglagerung mittels einwandfrei funktionierender Wälzlager keine Wirbel festgestellt werden können. Bei Fanglagerung mittels Gleitlagern können nur zylindrische Wirbel beobachtet werden. Auch bei verklebten Wälzlagern (siehe 11.2.5), die bei blockiertem Innenring eine gleichbleibende radiale Steifigkeit haben, kann keine konische Bewegungsform beobachtet werden. Möglicherweise ist der

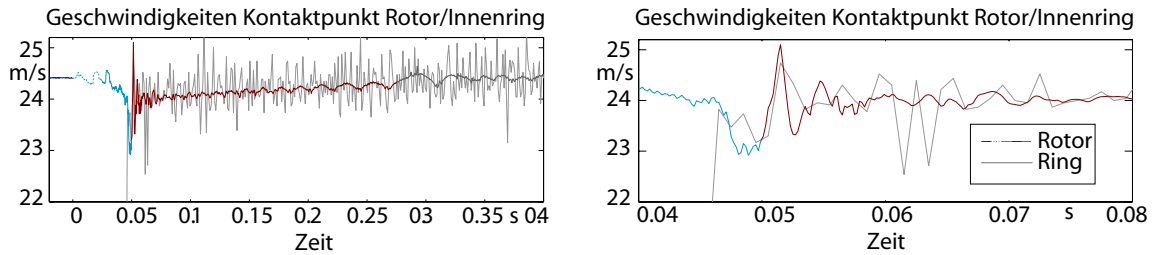


Bild 9.11: Geschwindigkeiten der Kontaktpunkte auf Rotor und Fanglager

Auslöser der konischen Bewegungsform eine deutlich asymmetrische Reibkraft auf Grund kurzen Blockierens eines defekten Wälzlagers. Bei Fanglagerung mittels Gleitlagern sind unterschiedliche Stärken der Reibkräfte in diesem Ausmaß nicht zu erwarten.

Einen weiteren Erklärungsversuch liefert die Kinematik des Systems. Aus Gleichung 9.1 ergibt sich, dass eine hohe Wirbelgeschwindigkeit zu einer geringen Geschwindigkeit des Kontaktpunkts auf dem Rotor führt, was bei geringen Fanglagergeschwindigkeiten während des Lagerhochlaufs zu geringeren Geschwindigkeitsdifferenzen der Kontaktpunkte führt. Wenn der Geschwindigkeitsunterschied der Kontaktpunkte gegen Null geht, ist aufgrund des Stribeck-Effekts (siehe [Kug08]) eine Übertragung von größeren Reibkräften, deren Betrag sich dem der übertragbaren Haftkräfte annähert, möglich. Diese Reibkräfte sind möglicherweise größer als die bei Fanglagerung mittels Gleitlagern übertragenen.

9.6 Energieaustausch

Einen weiteren Einblick in die Vorgänge bei der Ausbildung konischer und zylindrischer Wirbelbewegungen liefern die folgenden Energiebetrachtungen.

Ein konischer Wirbel hat im Vergleich zum zylindrischen bei gleicher Wirbelfrequenz weniger kinetische Energie gespeichert, da sich in diesem Fall nicht die gesamte Masse des Rotors auf der Umlaufbahn mit dem größten Radius $r_{Luftspalt}$ befindet. Umgekehrt heißt das, dass für einen konischen Wirbel mit einer gegebenen Wirbelfrequenz weniger Energie zugeführt werden muss, als für einen zylindrischen.

Beim vorhergehend betrachteten Fall hat der Rotor eine maximale konische Wirbelfrequenz von $f_{kon. Wirbel} = 150 Hz$ und eine maximale zylindrische Wirbelfrequenz von $f_{zyl. Wirbel} = 500 Hz$. Die kinetische Energie des Rotors berechnet sich im konischen Fall zu ([HSG95])

$$\begin{aligned}
 E_{kon. Wirbel} &= E_{Rotation} + E_{kon. Wirbel} \\
 &= \frac{1}{2} \Theta_p (2\pi \cdot f_{Rotor})^2 + \frac{1}{2} \Theta_a (2\pi \cdot f_{kon. Wirbel})^2 \\
 &= 2,1 \cdot 10^3 J + 0,21 J = 2100,21 J
 \end{aligned}
 \tag{9.5}$$

und im zylindrischen Fall zu

$$\begin{aligned}
E_{zyl. Wirbel} &= E_{Rotation} + E_{zyl. Wirbel} \\
&= \frac{1}{2} \Theta_p (2\pi \cdot f_{Rotor})^2 + \frac{1}{2} m_{Rotor} (r_{Luftspalt} \cdot 2\pi \cdot f_{zyl. Wirbel})^2 \\
&= 2,1 \cdot 10^3 J + 0,13 J = 2100,13 J
\end{aligned} \tag{9.6}$$

mit den in [Fum97] angegebenen axialen und dem polaren Trägheitsmomenten $\Theta_a = 0.018 \text{ kg m}^2$ und $\Theta_p = 6.72 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$. Bei der Abschätzung der im konischen Wirbel gespeicherten Energie wird die Tatsache genutzt, dass die Rotationsachse der Wirbelbewegung bei langer Welle und kleinem Luftspalt nahezu orthogonal zur Drehachse des Rotors ist und als deshalb als orthogonal angenommen wird. Außerdem wird mit vertretbarem Fehler angenommen, dass der Schwerpunkt des Rotors in der geometrischen Mitte zwischen den Fanglagern liegt.

Dabei ist der größte Teil der Energie mit $2,1 \cdot 10^3 \text{ J}$ in der Rotation des Rotors um die Schwerachse gespeichert. Der mit $0,13 \text{ J}$ (zylindrisch) bzw. $0,21 \text{ J}$ (konisch) vergleichsweise kleine Anteil der Wirbelenergie erklärt auch, wieso der Rotor beim Wirbeln nur wenig an Drehfrequenz verliert.

Die im System gespeicherte potentielle Energie ist vernachlässigbar. Der parallel wirbelnde Rotor erfährt aufgrund der überwundenen Höhendifferenz von $6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ eine Änderung der potentiellen Energie von nur

$$E_{pot.kon.} = m \cdot g \cdot h = 3,6 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 6 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 9,8 \cdot 10^{-3} \text{ J}. \tag{9.7}$$

Beim konisch wirbelnden Rotor bleibt der Schwerpunkt in der Lagermitte. Es finden daher keine Wechsel der potentiellen Energie statt. Bei der Bewegung vom Lagerboden in die Wirbelposition ändert sich die potentielle Energie des Rotors um $4,9 \cdot 10^{-3} \text{ J}$.

Im Vergleich zur im System gespeicherten kinetischen Energie ist auch die kinetische Energie des Fanglagers, das auf eine Drehfrequenz von 390 Hz beschleunigt wird, mit 5 J gering:

$$\begin{aligned}
E_{Fanglager} &= \frac{1}{2} \cdot \Theta_{Ring} (2\pi \cdot f_{Ring})^2 + \frac{1}{2} \cdot \Theta_{Kugeln} (2\pi \cdot f_{Kugeln})^2 \\
&= 3,2 \text{ J} + 1,8 \text{ J} = 5 \text{ J}
\end{aligned} \tag{9.8}$$

Für die Rechnungen werden die in [Fum97] angegebenen Trägheiten von $\Theta_{Ring} = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$ und $\Theta_{Kugeln} = 2,34 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$ für Innenring und Kugeln angenommen.

9.7 Wirbelfrequenz

Zur Klärung der Frage, welche Wirbelfrequenzen sich einstellen und ob es einen Zusammenhang zwischen Wirbelfrequenz und Rotordrehfrequenz gibt, werden die folgenden Untersuchungen durchgeführt.

In Bild 9.12 sind mit verschmutzten Käfiglagern der Bauart *SKF 6004* gemessenen Wirbelfrequenzen in Abhängigkeit von der Rotordrehfrequenz dargestellt. Stabile Wirbelfrequenzen sind mit einem roten Kreis dargestellt, instabile mit einem grauen. Es fallen zwei Frequenzbänder auf, in denen sich die stabilen Wirbelfrequenzen befinden, ein Bereich um ca. 48 Hz sowie ein weiteres

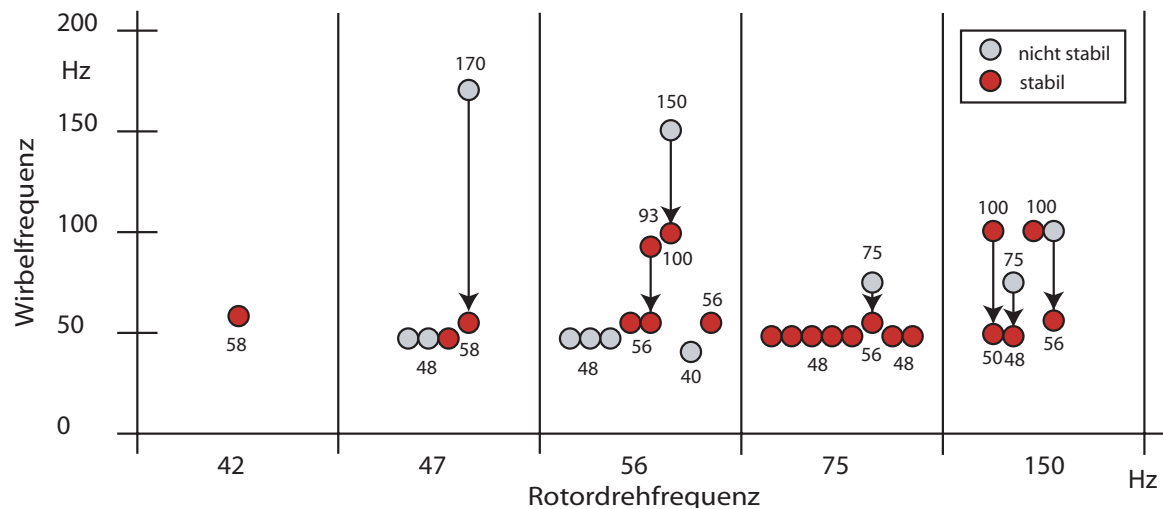


Bild 9.12: Zusammenhang von Wirbelfrequenz und Drehfrequenz

Band im Bereich der doppelten Frequenz um 97 Hz. Aus der Rotordrehfrequenz kann nicht direkt geschlossen werden, welche der beiden gefundenen Wirbelfrequenzen sich einstellt.

Das Diagramm beginnt mit einer Rotordrehfrequenz von 42 Hz, da es aus Gründen von Energiebetrachtungen eine niedrigste Rotordrehfrequenz gibt, ab der ein Wirbel erst möglich ist. Die in folgenden Kapitel in Absatz 10.2 beschriebenen Versuche dazu bestimmen diese Rotordrehfrequenz auf 42 Hz.

Um einen Wirbel mit der höheren Wirbelfrequenz bei 97 Hz zu erreichen, muss entsprechend mehr Energie vorhanden sein. Das sollte der Grund sein, warum der erste Wirbel bei 97 Hz erst bei einer Rotordrehfrequenz von 56 Hz beobachtet wird.

Beispiele für wechselnde Wirbelfrequenzen innerhalb eines Kontaktvorgangs sind in Bild 9.13 dargestellt. Die oft am Anfang des Kontaktvorgangs gemessenen instabilen Wirbelfrequenzen (siehe auch Bild 9.12) sind darauf zurückzuführen, dass das System eine höheren stabile Wirbelfrequenz anstrebt. Da für diese höhere Wirbelfrequenz nicht genug Energie zugeführt wird, erlischt die Wirbelbewegung dann entweder, oder stabilisiert sich bei einer kleineren Frequenz. Bild 9.13 Mitte zeigt eine solche auf 150 Hz ansteigende, parallele Wirbelbewegung. Diese fällt dann ab, bis sie sich bei 100 Hz stabilisiert. Bild 9.13 oben und unten zeigen Beispiele eines oft beobachteten Wechsels der phasenweise stabilen Wirbelfrequenz in eine ebenfalls stabile tiefere Frequenz.

Wechsel stabiler Wirbelfrequenzen wurden vor allem von einer höheren in eine tiefere beobachtet, aber auch andere lassen sich zeigen. Ein Beispiel für einen Wechsel von einer stabilen Wirbelfrequenz in eine höhere, instabile ist in Bild 9.14 dargestellt. Dieses stammt aus einer Versuchsreihe mit fixiertem Innenring, die in Abschnitt 11.2.5 beschrieben wird.

Ein typisches Beispiel für eine stabile Wirbelbewegung bei konstanter Wirbelfrequenz ist in Bild 9.15 gezeigt. Es fällt auf, dass die Wirbelbewegung direkt nach dem ersten Kontakt einsetzt und stabil bleibt. Dieses Verhalten kann bei fast allen hier analysierten Versuchen, die zu einer konstanten Wirbelfrequenz führten, beobachtet werden.

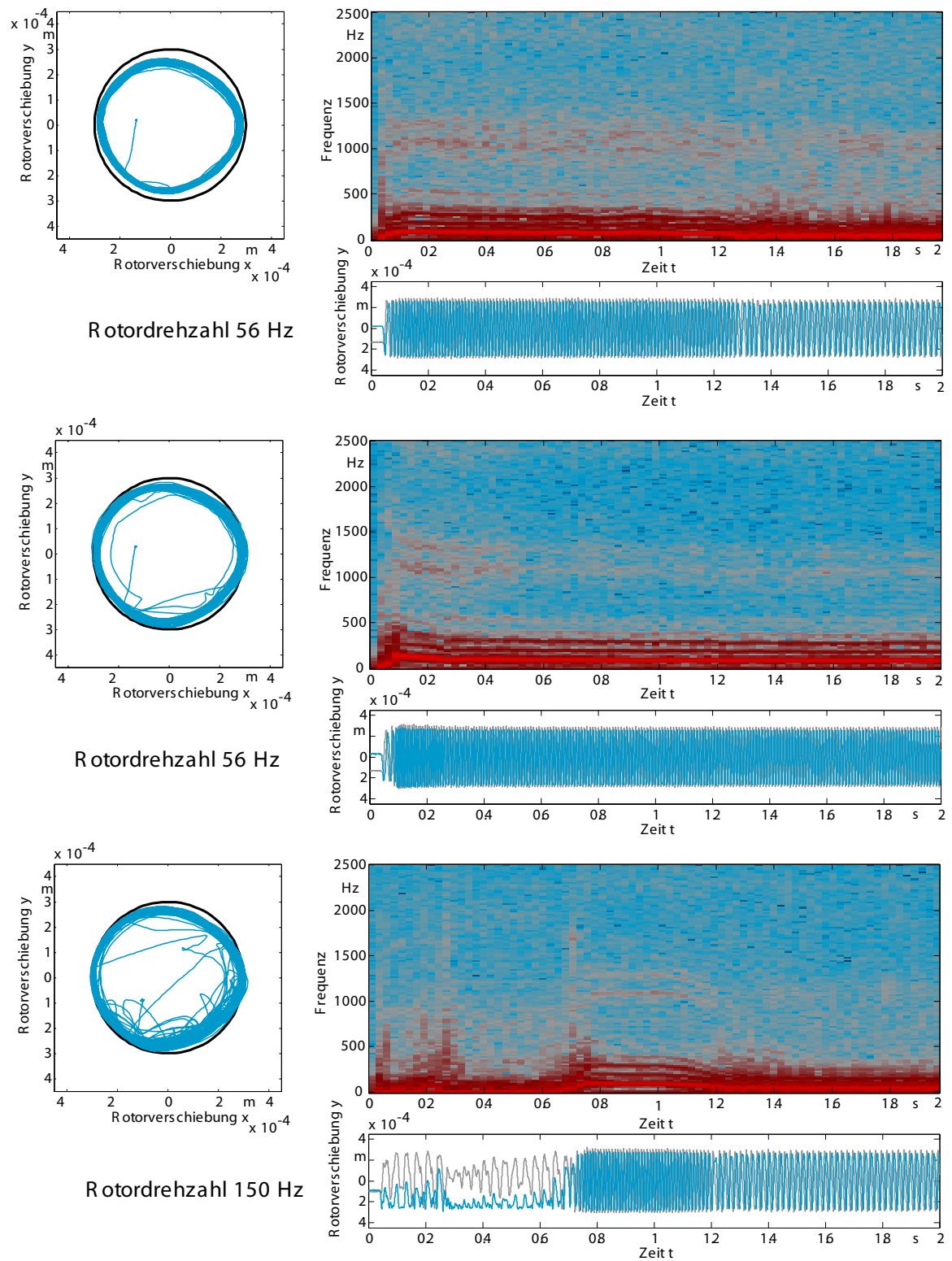


Bild 9.13: Veränderung der Wirbelfrequenz im Verlauf eines Kontaktvorgangs

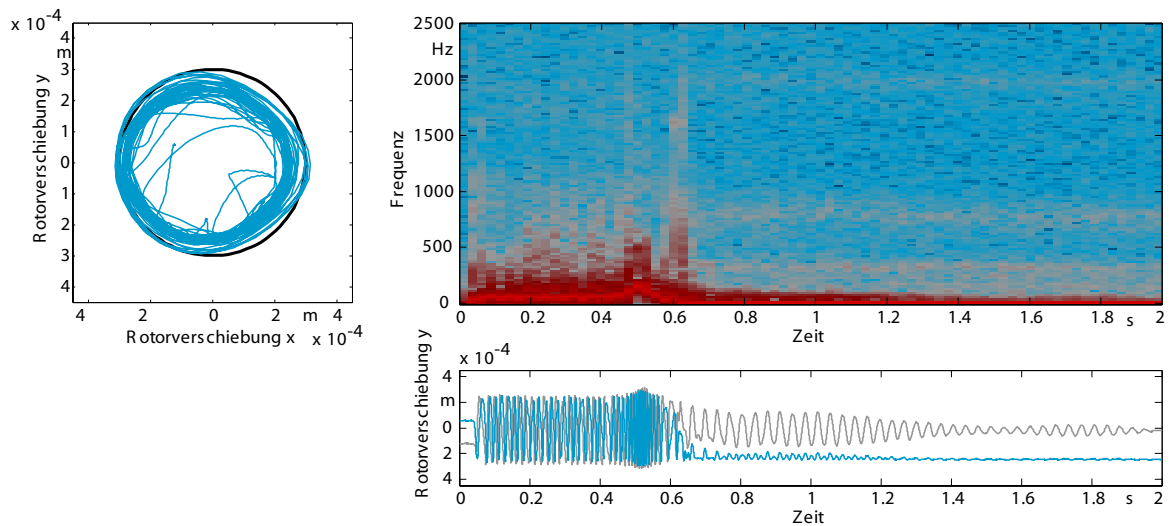


Bild 9.14: Erhöhung der Wirbelfrequenz

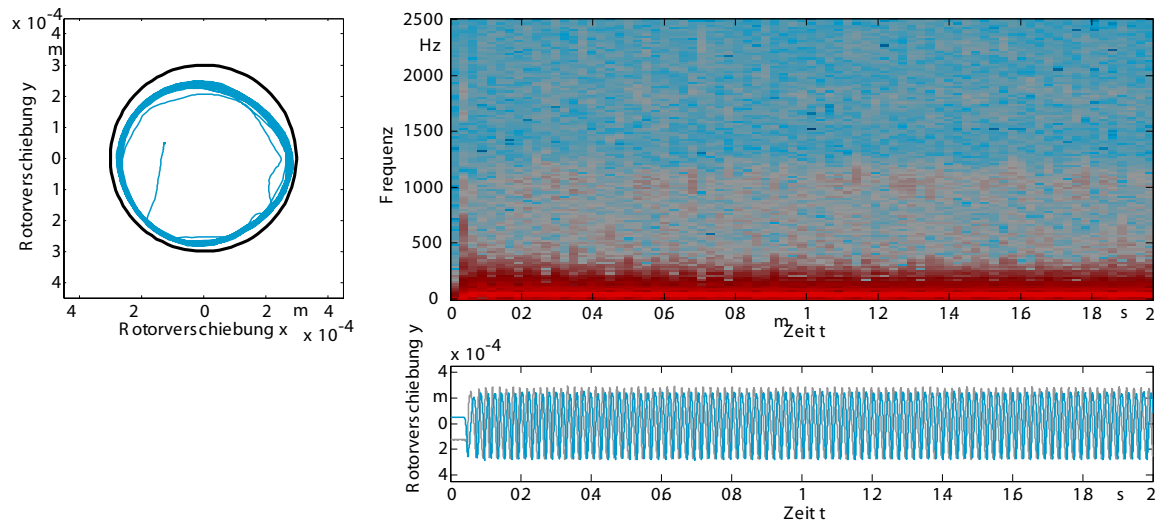


Bild 9.15: Konstante Wirbelfrequenz

An dieser Stelle sei angemerkt, dass alle in diesem Abschnitt dargestellten Versuche aufgrund der kleinen Rotordrehfrequenz ausschließlich zu parallelen und keinen konischen Wirbelbewegungen führten.

10 Einfluss der Anfangsbedingungen auf die sich einstellende Bewegungsform

Ob sich ein Wirbel einstellt oder nicht, hängt von einer Vielzahl von Bedingungen ab. Diese lassen sich als Anfangs- und Randbedingungen beschreiben. Unter Anfangsbedingungen versteht man Einflüsse wie die Ausgangslage und -drehfrequenz von Rotor und Fanglager. Konstruktive Größen, wie zum Beispiel die Art der Fanglagerung, fließen als Randbedingungen in die Analysen ein.

Die Ausgangslage und -geschwindigkeit des Rotors spielt eine signifikante Rolle bei der Frage, ob sich ein Wirbel ausbilden kann. Eine von der Mittelachse abweichende Ausgangslage kann sich ergeben durch einen falsch eingestellten Regler oder durch ein nicht mittig eingebautes, respektive durch vorherige große Belastung (zum Beispiel im Verlauf einer Wirbelbewegung) verschobenes Fanglager. Auch der Orbit, auf dem der Rotor sich im Normalzustand bewegt, stellt eine solche Anfangsauslenkung dar. Durch Unwuchtkräfte wird dieser Orbit größer. Bewegt sich der Rotor auf einem solchen Orbit, so hat er bei einem Magnetlagerausfall automatisch auch eine tangentialen Anfangsgeschwindigkeit. Auch gyroskopische Kräfte und die sich nicht schlagartig abbauenden Magnetlagerkräfte sowie Kräfte aus dem Axiallager beeinflussen die Fallbahn des Rotors und somit den Ort und die Richtung des Auftreffens des Rotors in den Fanglagern.

Die Geschwindigkeit des Fanglagerinnenrings stellt eine weitere Anfangsbedingung dar. Ein bereits auf die Rotorgeschwindigkeit beschleunigtes Fanglager würde keine oder geringere Reibkräfte auf den Rotor aufbringen und könnte damit die Wirbelbildung vermeiden. Ein im untersuchten Prüfstand eingebautes Lager der Bauart *SKF 6004* hätte im Betrieb bei der maximalen Drehzahl des Rotors von 500 Hz ohne Belastung durch den Rotor eine Verlustleistung von nur 0,0000092 W (Berechnungen nach [SKF02]). Bei einer Last von 18 N durch das Gewicht des Rotors hätte es eine wesentlich höhere Verlustleistung von 0,26 W. Wenn das Magnetlager das Gewicht des Rotors übernimmt, könnte in diesem Fall also trotz mitlaufendem Fanglager der größte Teil der Verlustleistung des Wälzlagers eingespart werden. Oft werden Magnetlager jedoch bei sehr hohen Rotordrehzahlen eingesetzt, für die eine konventionelle mechanische Lagerung nicht verwendet werden kann. Hierfür, sowie für abriebfreie Anwendungen in Reinräumen, ist ein mitlaufendes Fanglager nicht geeignet. Falls es eine Möglichkeit gibt, das Fanglager bei Systemausfall während des Fallprozesses des Rotors zu beschleunigen, wäre eine Untersuchung des Einflusses der Fanglagersgeschwindigkeit empfehlenswert.

Die in diesem Kapitel beschriebenen Untersuchungen werden mit durch Teer verunreinigten Fanglagern des Typs *SKF 6004* durchgeführt (siehe auch Kapitel 11).

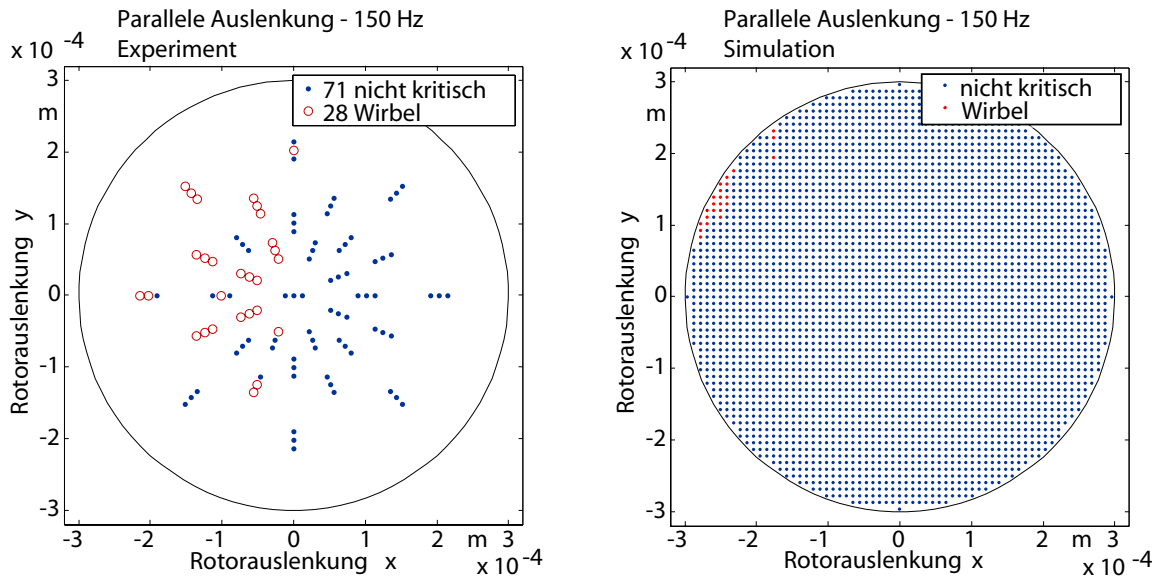


Bild 10.1: Stabilitätskarten: Experiment und Simulation von Rotorabstürzen mit paralleler Rotorauslenkung bei 150 Hz

10.1 Einfluss der Rotorachsenposition zu Beginn des Absturzes

Im Folgenden wird der Einfluss der Rotorachsenposition auf die Systemstabilität untersucht. Bild 10.1 links zeigt das Ergebnis einer Versuchsserie mit paralleler Rotorpositionierung (siehe Abschnitt 4.3) bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz. An jeder der 33 Versuchspositionen werden drei Experimente durchgeführt. Alle drei Ergebnisse werden am jeweiligen Positionierungspunkt als Reihe mit roten und blauen Punkten aufgetragen. Alle blauen Punkte zeigen Anfangspositionen des Rotors, die zu keiner kritischen Bewegungsform führen. Die als rote Kreise markierten Punkte stellen Ausgangspositionen dar, die zu einer Wirbelbewegung führten. Es ist deutlich zu sehen, dass an gleichen Ausgangspositionen verschiedene Ergebnisse möglich sind. Es zeigen sich zwar tendenziell gefährlichere Bereiche, bekannte Anfangspositionen ermöglichen aber noch keine Aussage darüber, ob es zu einem Wirbel kommt oder nicht. Auch Simulationen des untersuchten Systems dieser Abstürze mit dem in [Ort06] vorgestellten *ANEAS* zeigen die Abhängigkeit der sich einstellenden Bewegungsform von der Ausgangslage der Rotors (Bild 10.1 rechts). Bei diesen, mittels Simulationen erstellten Stabilitätskarten wird für jede Startposition nur eine - die rechnerisch wahrscheinlichste - sich einstellende Bewegungsform angezeigt. Hier fällt auf, dass der kritische und der nicht kritische Bereich nicht durch eine klare Grenze voneinander getrennt werden können, sondern sich kritische Anfangsbedingungen inmitten von unkritischen befinden können. Das zeigt, wie stark sich kleine Abweichungen der Ausgangsbedingung auf die Systemstabilität auswirken können, was die Unvorhersehbarkeit des Systems verdeutlicht.

Sowohl bei den Simulationen als auch bei den Experimenten fällt auf, dass Absturzpositionen im linken oberen Bereich der x/y -Ebene besonders kritisch sind. Das lässt sich mit der Wirbelrichtung erklären: Fällt der, wie in Bild 4.3 rechts angegeben, mit dem Uhrzeigersinn drehende Rotor in der linken Halbebene ins Fanglager, so wirkt die Schwerkraft in die Richtung des sich einstellenden Wirbels. Fällt der Rotor statt dessen in die positive x -Halbebene, so müsste er nach oben rollen, um eine Wirbelbewegung auszubilden. Rotorpositionen im oberen Bereich des Fanglagers sind

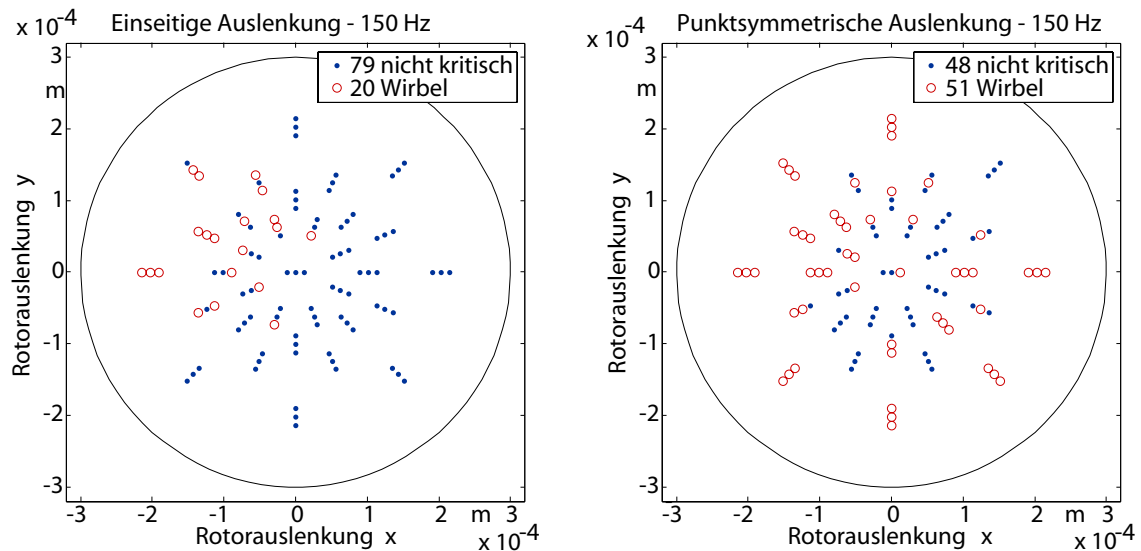


Bild 10.2: Stabilitätskarten: Einseitige und punktsymmetrische Auslenkung bei 150 Hz

deshalb kritischer, da der Rotor nach dem Fallvorgang mit einer höheren Geschwindigkeit auftrifft, was zu einer höheren Normalkraft, und damit auch höheren übertragbaren Reibkräften führt.

Bild 10.2 zeigt Stabilität von Abstürzen mit einseitig und punktsymmetrisch verschobener Rotorachse. Die Positionierungsmuster sind in Bild 4.4 dargestellt. Bei der einseitigen Rotorauslenkung wird der Rotor nur in Lager B positioniert, während er in Lager A zentrisch gehalten wird. Bei der punktsymmetrischen Positionierung werden beide Seiten entgegengesetzt ausgelenkt, so dass die axiale Rotormitte verschiebungsfrei bleibt.

Bei der Stabilitätskarte der einseitigen Auslenkung ist deutlich eine geringere Wirbelneigung (ca. 20 % im Vergleich zu ca. knapp 30 % bei paralleler Auslenkung) zu erkennen. Die Anfangsauslenkungen, die zu einem Wirbel führen, konzentrieren sich auf einen kleineren Bereich in der negativen x - und positiven y -Halbebene.

Die Stabilitätskarte der punktsymmetrischen Rotorauslenkung zeigt hingegen eine wesentlich höhere Wirbelneigung (50 %) sowie eine viel breitere Verteilung der Ausgangsbedingungen, die zu einem Wirbel führen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der Rotor wenn er in Lager B eine unkritische Auslenkung hat, in Lager A eine kritische haben kann, und umgekehrt. Es entstehen also zwei Bereiche mit hoher Wirbelwahrscheinlichkeit: Einer in der negativen x - und positiven y -Halbebene, und einer in der gegenüberliegenden positiven x - und negativen y -Halbebene.

10.2 Einfluss der Rotordrehfrequenz

Im Folgenden werden die vorher beschriebenen Versuche mit höheren Drehfrequenzen von 300 Hz und 400 Hz wiederholt und diskutiert. Diese sind in Bild 10.3 dargestellt. Bei der Rotorpositionierung parallel zu den Fanglagerachsen (Bild 10.3 linke Spalte) ist mit höheren Drehfrequenzen eine Erhöhung der Wirbelwahrscheinlichkeit von knapp 30 % auf fast 50 % zu erkennen. Der

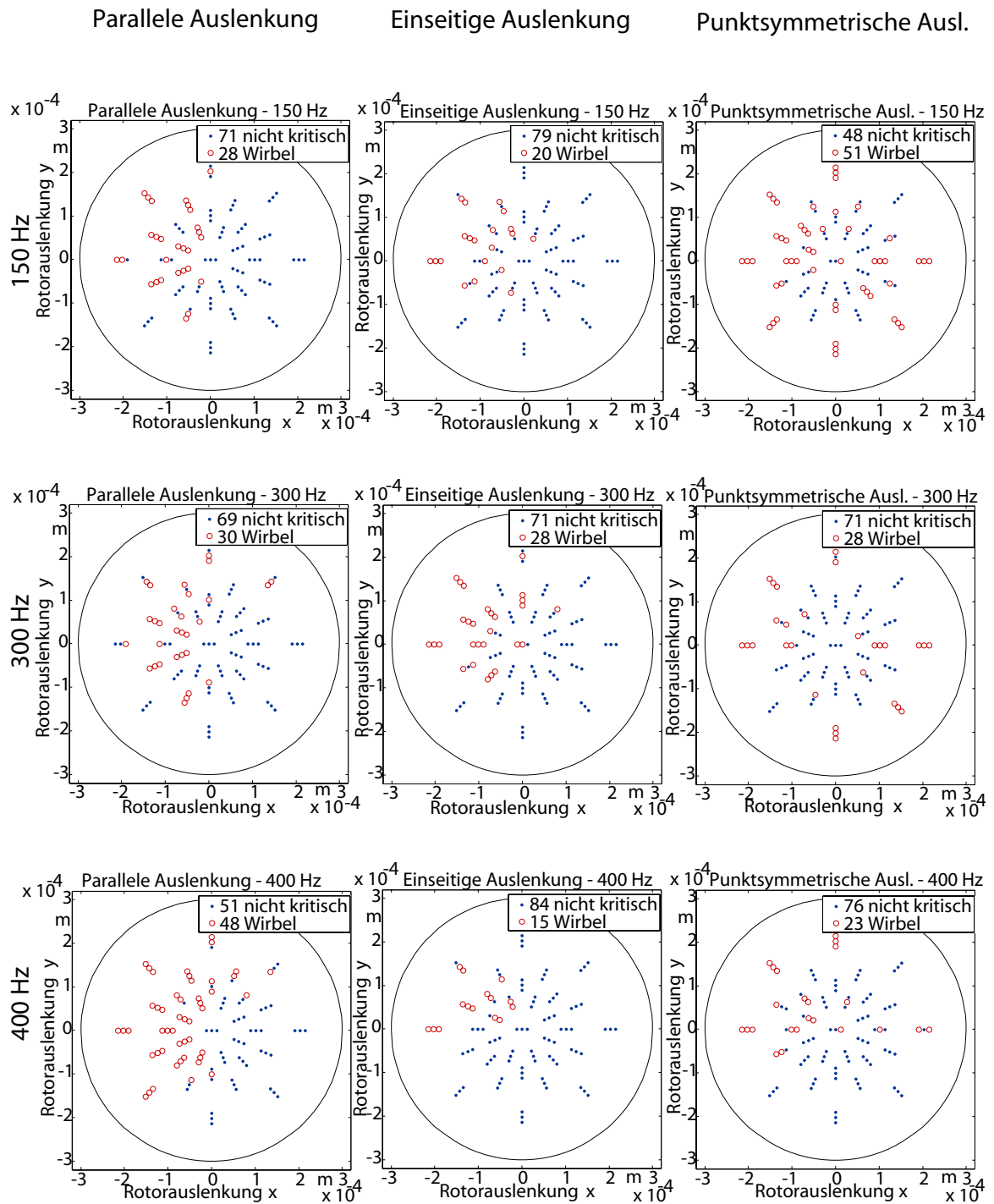


Bild 10.3: Stabilitätskarten für verschiedene Drehzahlen

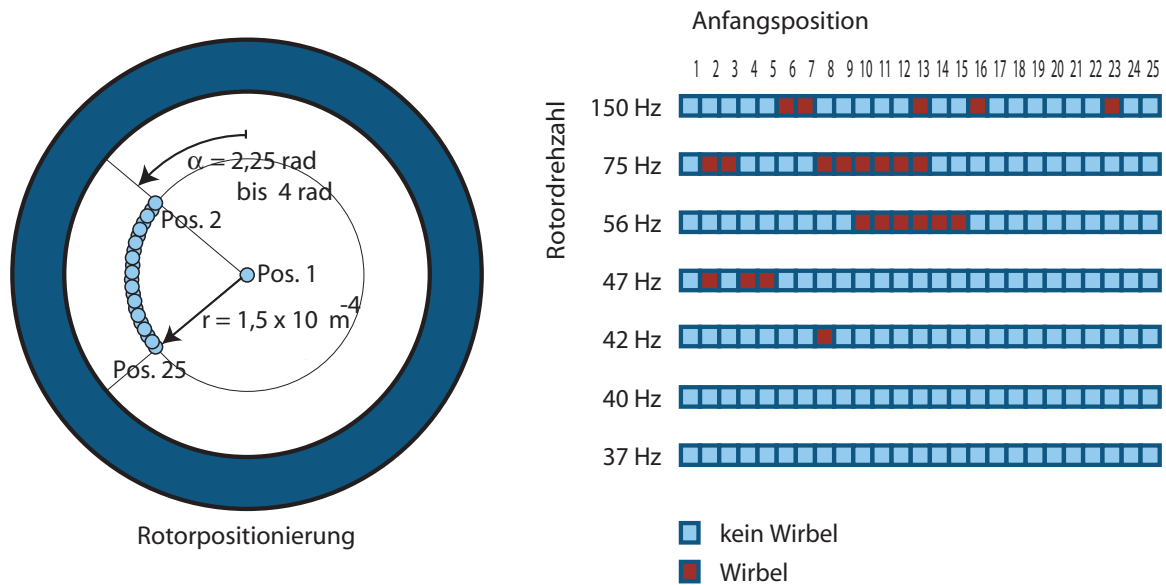


Bild 10.4: Startpositionierung und Ergebnisse der Bestimmung der Minimaldrehfrequenz

Bereich der Ausgangsbedingungen, die zu Wirbelbewegungen führen, vergrößert sich entsprechend. Bei einseitiger Auslenkung liegt die maximale Wirbelwahrscheinlichkeit von knapp 30 % bei einer Rotordrehfrequenz von 300 Hz. Bei punktsymmetrischer Auslenkung nimmt die Wirbelwahrscheinlichkeit bei steigender Drehfrequenz stetig ab (von 50 % bei einer Drehfrequenz von 150 Hz zu 20 % bei 400 Hz). Hier zeigt sich, dass eine allgemeine Aussage über die Wirbelgefahr bei bestimmten Rotordrehfrequenzen nicht getroffen werden kann.

Da eine bestimmte Energie im System gespeichert sein muss, damit sich eine Wirbelbewegung ausbilden kann, gibt es bei jedem System eine Minimaldrehfrequenz, ab der sich ein Wirbel entwickeln kann. Diese wird für das in diesem Kapitel beschriebene System experimentell bestimmt. Eine ausführliche Darstellung der dazu durchgeführten Untersuchungen findet sich in [BBCP⁺07].

Dazu werden an den in Bild 10.4 links dargestellten Absturzpositionen Absturzversuche bei Rotordrehfrequenzen von

$$f_{\text{Rotor}} = \{150 \text{ Hz}, 75 \text{ Hz}, 56 \text{ Hz}, 47 \text{ Hz}, 42 \text{ Hz}, 40 \text{ Hz}, 37 \text{ Hz}\}$$

durchgeführt. Die Abstürze werden, wie in Abschnitt 10.1 beschrieben, mit paralleler Rotorachse durchgeführt. An den gewählten Startpositionen ist die Wirbelwahrscheinlichkeit besonders hoch. Die Ergebnisse der Versuche sind in Bild 10.4 rechts dargestellt. Versuche, die zu einem Wirbel führen, sind mit einem roten Feld, Versuche mit nicht kritischem Ausgang mit einem blauen Feld dargestellt. Bei den Versuchsserien mit Rotordrehfrequenzen von 37 Hz und 40 Hz kann kein Wirbel beobachtet werden. Für das hier analysierte System wird eine minimal nötige Rotordrehfrequenz von 42 Hz ermittelt, bei der sich ein Wirbel ausbilden kann.

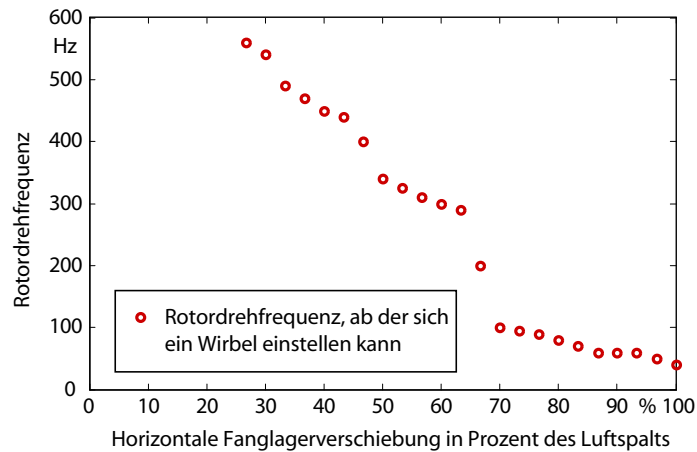


Bild 10.5: Simulierte Stabilitätskarte eines Rotorsystems mit verschobenen Fanglagern

10.3 Einfluss der Fanglagerverschiebung

Bei den vorangegangenen Messungen hat sich herausgestellt, dass sich während einem Wirbel, bei dem Fanglager und Lagergehäuse großen Belastungen ausgesetzt sind, die Lagerachsen verschieben können und nicht mehr mit der Rotorachse zusammenfallen. Besonders bei elastischer Lagerung der Fanglager ist dieser Effekt stark ausgeprägt.

In einer Serie von Messungen mit Rotorabstürzen aus zentrischer Position zeigt sich eine Tendenz zu Wirbelbewegungen bei stark in horizontaler Achse verschobenen Fanglagern ([KHA⁺07], [KHAM08]). Untersuchungen des Systems mittels Simulation von [Kär07] bestätigen, dass sich ein horizontal verschobenes Fanglager signifikant negativ auf die Systemstabilität auswirken kann. Bild 10.5 zeigt eine in [Kär07] mittels Simulation erstellte Stabilitätskarte für horizontale Fanglagerverschiebung in Verbindung mit verschiedenen Rotordrehfrequenzen. Je stärker die Fanglager verschoben sind, desto kleiner ist die Rotordrehfrequenz, ab der sich ein Wirbel ausbilden kann.

11 Einfluss von Randbedingungen auf die sich einstellende Bewegungsform

Die Tatsache, dass mit neuen, nicht abgenutzten Wälzlager als Fanglager keine Wirbel zu verzeichnen sind, während mit Gleitlagern diese Bewegungsform vorherrscht, zeigt, dass die Art der Fanglagerung ausschlaggebend ist für die Stabilität des Systems nach einem Rotorabsturz. Im Folgenden werden solche Einflüsse untersucht. Es werden verschiedene Lagertypen verglichen, der Einfluss von Verschmutzung und Verschleiß von Wälzlager betrachtet, sowie die Effektivität von Dämpferelementen untersucht.

Eine weitere Randbedingung ist der Ausfall nur eines Magnetlagers während das andere aktiv bleibt. Auf dieses Szenario wird zu Beginn des Kapitels eingegangen.

11.1 Einfluss des ausfallenden Magnetlagers

Um die Frage zu klären, ob Wirbel auch mit Ausfall nur eines Magnetlagers möglich sind, werden Versuche mit dieser Konstellation durchgeführt. Dabei wird der Rotor einseitig an Lager A in die in 11.1 gezeigten Positionen (vergleiche auch Kapitel 10) gebracht und aus dieser heraus fallen gelassen. In Lager B wird der Rotor weiterhin in zentrischer Position vom Magnetlager gehalten. Als Fanglager werden für diese Versuche Wälzlager mit und ohne Alterungserscheinungen untersucht.

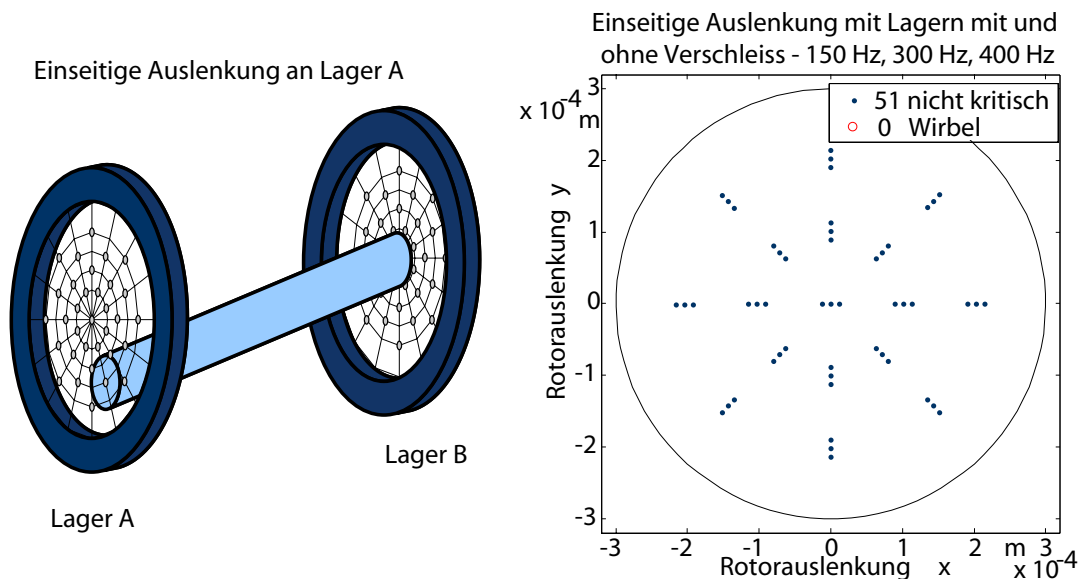


Bild 11.1: Positionierung des Rotors und Stabilitätskarte nach einseitigem Rotorabsturz

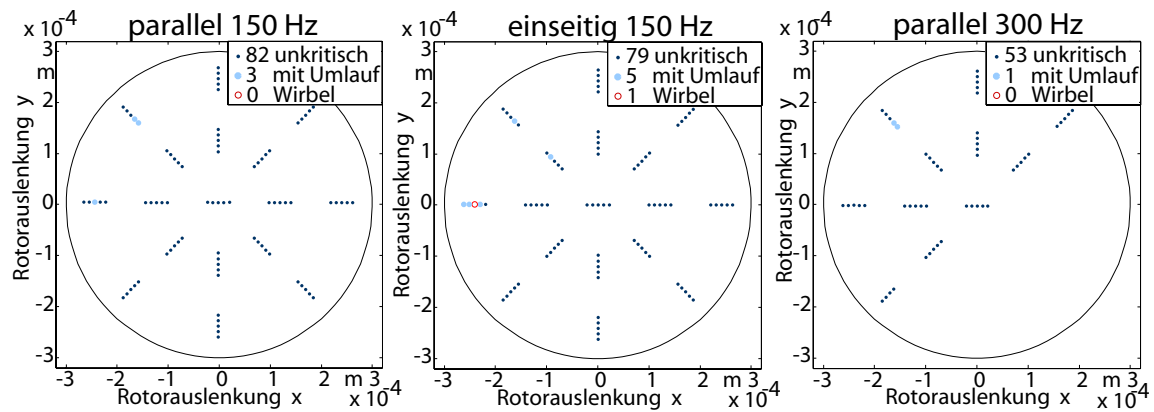


Bild 11.2: Stabilitätskarten für Fanglager mit langer Lagerzeit

Bei allen auf diese Weise untersuchten Anfangsbedingungen kann wie auch bei [Fum97] keine Wirbelbewegung festgestellt werden. Ein Grund hierfür könnte sein, dass sich beim verwendeten Prüfstand nur zylindrische Wirbel als stabil herausgestellt haben (siehe auch Kapitel 9.5). Wenn der Rotor in einem Magnetlager festgehalten wird, sind nur konische Wirbel mit Fixpunkt in diesem Lager möglich, aber keine zylindrischen.

11.2 Wälzlager mit Alterungserscheinungen und Verschmutzung

In einem stabil laufenden System sind die Fanglager oft jahrelang eingebaut ohne genutzt zu werden. Der folgende Abschnitt beschäftigt sich deshalb mit der Frage, wie sich gealterte oder verschmutzte Wälzlager im Vergleich zu neuen verhalten.

11.2.1 Systemstabilität mit neuen Wälzlagern als Fanglager

Zur Klärung der Frage, ob Wirbel bei Einbau von neuen, nicht verschmutzten Wälzlagern als Fanglager auftreten, werden Versuche mit parallel und einseitig ausgelenkten Rotoren bei den Rotordrehzahlen 150, 300 und 450 Hz wie in Kapitel 10 beschrieben durchgeführt. Die Lager werden in neuem Zustand eingebaut und mit 750 Abstürzen belastet. Bei diesen Versuchen wurde kein Wirbel festgestellt.

11.2.2 Systemstabilität mit alten, nicht genutzten Wälzlagern als Fanglager

In einer weiteren Versuchsserie werden Fanglager eingebaut, die zwar unbenutzt sind, aber etwa 10 Jahre gelegen haben. Schon beim Andrehen in der Hand zeigt sich, dass sie schwergängiger sind als neue. Als Ursache für diese Schwergängigkeit wird eine Alterung des Schmierfettes angenommen. Da die Lager sich noch in der Verpackung befanden, kann Staub als Ursache ausgeschlossen werden. Mit diesen Lagern konnten einzelne Wirbel beobachtet werden. Unter den Versuchen sind zusätzlich einige mit einzelnen Umläufen des Rotors im Fanglager, bei denen sich aber keine stabile Wirbelbewegung ausbildet. Diese Umläufe können aber schnell in eine Wirbelbewegung übergehen. Bild 11.2 zeigt Stabilitätskarten der durchgeführten Messungen.

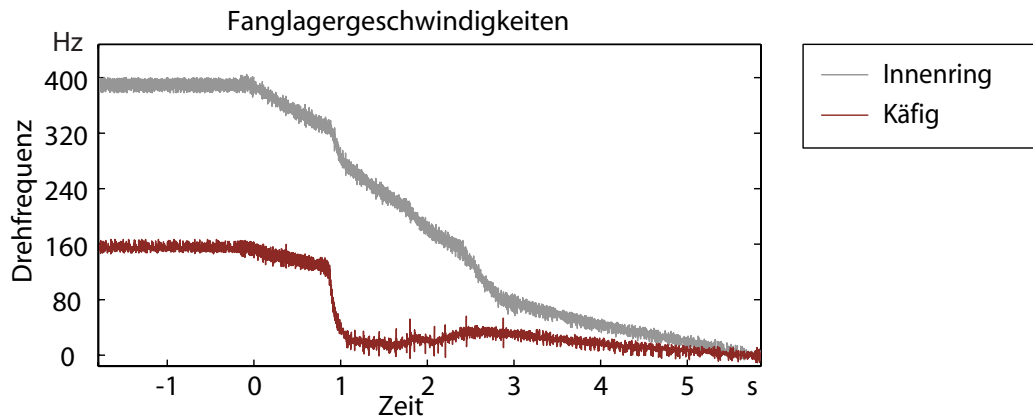


Bild 11.3: Lagerauslauf eines defekten Fanglagers

Diese Analyse zeigt, dass Wälzlager, wenn sie lange eingebaut waren, auch ohne Abnutzung an Qualität verlieren. In sicherheitskritischen Anwendungen sollten deshalb die Fanglager nach einer bestimmten Zeit ausgetauscht werden.

11.2.3 Defekte Wälzlager als Fanglager

Werden für die Fanglagerung abgenutzte Fanglager mit Defekten genutzt, erhöht sich die Wirbelwahrscheinlichkeit signifikant. Für die folgenden Versuche werden Fanglager der Bauart *SKF 6004* genutzt, die sich bereits beim Drehen ohne Last durch auffallende Geräusche bemerkbar machen. Mit diesen werden auch die in den Kapiteln 8 und 9 diskutierten Versuche mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie gemacht. Ein repräsentativer mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie aufgenommener Lagerauslauf ist in Bild 11.3 dargestellt. Für diesen wird das Fanglager ohne Last (bei wieder angehobenem Rotor) auslaufen gelassen.

Das in Bild 11.3 dargestellte Auslaufverhalten des Wälzlagers belegt, dass es sich hier um ein defektes Lager handelt. Nach dem Wiederanheben des Rotors zum Zeitpunkt $t = 0$ beginnt der Lagerauslauf mit einer nahezu konstanten Abbremsung. Bei einem Lager ohne Defekt würde diese konstante Abbremsung bis kurz vor dem Stillstand anhalten (zum Vergleich siehe Bild 9.6).

Man erkennt beim Auslauf des defekten Lagers deutlich die Geschwindigkeitseinbrüche des Käfigs bei $t = 0,9\text{ s}$ und $t = 1,8\text{ s}$, die durch Abnutzungen oder Verschmutzungen hervorgerufen worden sind. Nach dem kurzzeitigen Blockieren des Käfigs wird dieser durch den Innenring wieder beschleunigt, wodurch letzterer an Geschwindigkeit verliert.

Der gefundene Wälzlagerdefekt erklärt auch, warum es bei den in Kapitel 9 mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie analysierten Versuchen zu Wirbelbewegungen kam, während Fumagalli in seiner Arbeit [Fum97] mit neuen Wälzlagern keine Wirbelbewegung feststellen konnte.

In Bild 11.4 oben sind die Stabilitätskarten mit defekten Lagern dargestellt. Auffällig ist hier, dass es bei den zuerst durchgeführten Versuchen bei 150 Hz zu keinem Wirbel und auch keiner Umlaufbewegung des Rotors im Fanglager kommt. Ab dem ersten Fanglagerkontakt mit Rotorumläufen im Fanglager häufen sich die Wirbelbewegungen, was auf eine weitere Schädigung des Fanglagers hinweisen könnte. Dieses schlagartige Einsetzen von starker Wirbelneigung zeigt die Unvorhersehbarkeit des Systemverhaltens beim Einsatz alter Lager.

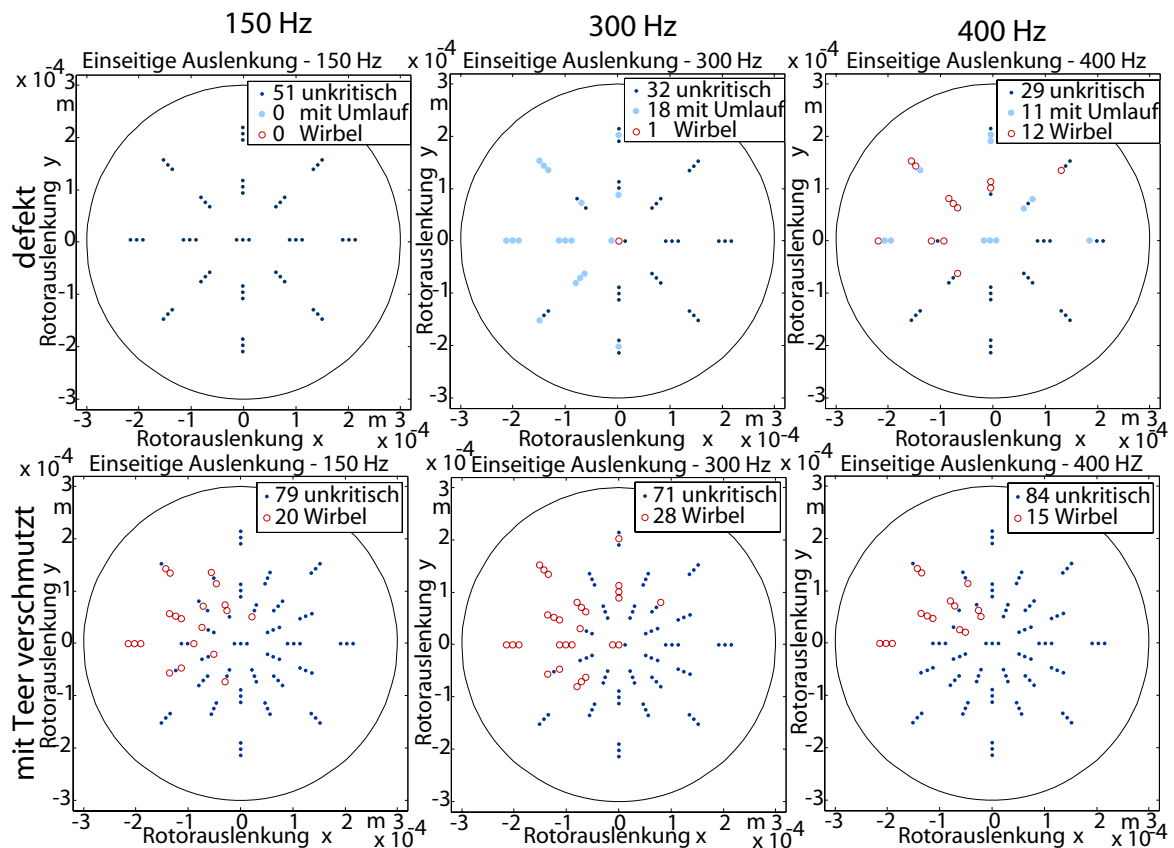


Bild 11.4: Stabilitätskarten für abgenutzte und verschmutzte Fanglager

11.2.4 Verschmutzte Wälzlager als Fanglager

Im Folgenden werden Wälzlager der Bauart *SKF 6004*, deren Laufbahnen mit Kreide und Teer verschmutzt sind, als Fanglager eingebaut und getestet. Teer ist eine hochviskose Flüssigkeit, die im Lager verbleibt und ohne Nachfüllen einen konstanten Verschmutzungsgrad hervorruft.

Die Lagerverschmutzung wird dabei über Schwingungsabklingversuche bestimmt. Dazu wird das Lager am Innenring mit horizontaler Lagerachse eingespannt und an den Außenring eine Masse von 0,1 kg mit einem radialen Massenträgheitsmoment bezüglich des Lagerzentrums von $3,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$ angebracht. Die Masse am Außenring wird um 0,7 rad ausgelenkt und auspendeln gelassen. Die gemessene Abklingzeit der Schwingung gibt Aufschluss über die innere Reibung des Lagers. Während die Abklingzeit eines neuen Lagers bei 9,8 s liegt, ist die des verschmutzten Lagers durchschnittlich 4,1 s. Für die Versuche werden Lagerverschmutzungen mit Abklingzeiten von 3 s bis 5 s toleriert (siehe auch [BBCP⁺07]).

Bild 11.4 unten zeigt den Vergleich der Wirbelanfälligkeit eines Systems mit verschmutzten Fanglagern. Alle Versuche wurden wie in Kapitel 10 mit einseitiger Rotorauslenkung und mit den bereits analysierten Wälzlagern des Typs *SKF 6004* durchgeführt. Während bei neuen Lagern keine Wirbelbewegung beobachtet werden konnte und defekte Lager in 8% der Abstürze zu Wirbelbewegungen führen, liegt die Wirbelwahrscheinlichkeit bei verschmutzten Lagern bei fast 30%.

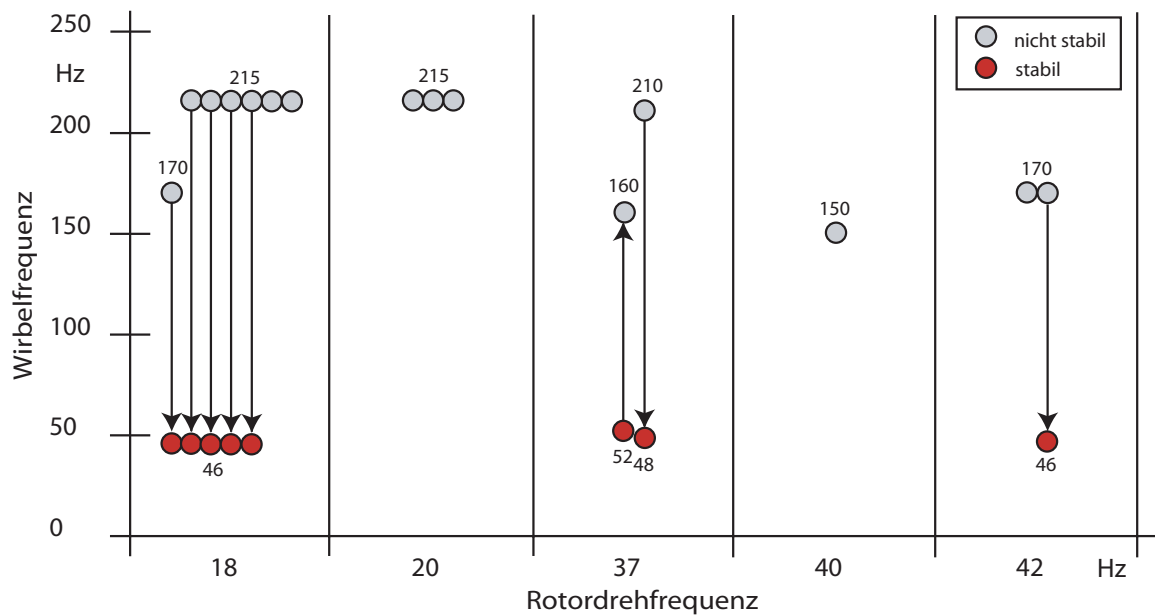


Bild 11.5: Zusammenhang von Rotordrehfrequenz und Wirbelfrequenz bei festgestellten Innenringen

11.2.5 Verklebte Wälzlager als Fanglager

Zur Klärung der Frage, wie sich die vorher diskutierten verschmutzten Lager im Vergleich zu Gleitlagern verhalten, wird eine weitere Messreihe mit festgestellten Innenringen durchgeführt. Hierzu werden Innen- und Außenring des vorher untersuchten Käfiglagers der Bauart *SKF 6004* mit Klebeband so präpariert, dass keine Innenringdrehung möglich ist. Mit dieser Methode wird die Steifigkeit und Dämpfung der Lager weitgehend beibehalten, aber der Drehfreiheitsgrad blockiert.

Während für das System mit verschmutzten Lagern eine Rotordrehfrequenz von mindestens 42 Hz für eine Wirbelbildung benötigt wird (siehe Kapitel 10), werden bei dem System mit festgestellten Lagern bereits ab einer Rotordrehfrequenz von 18 Hz die ersten Wirbel festgestellt. In Bild 11.5 sind die bei dieser Versuchsreihe gefundenen Wirbelfrequenzen dargestellt. Die bei diesen Versuchen gefundenen Wirbelfrequenzen befinden sich im Bereich um 48 Hz. Das ist genau der Bereich, in dem sich die in Kapitel 9.7 untersuchten Wirbelfrequenzen mit den dort diskutierten verschmutzten Lager befinden (siehe Bild 9.12). Die Untersuchung zeigt damit, dass ein blockierter Verdrehfreiheitsgrad dazu führt, dass Wirbel schon bei kleinerer Rotordrehfrequenz vorkommen können. Die Bereiche, in denen sich die Wirbelfrequenzen befinden, bleiben aber unverändert.

Da bei den untersuchten Rotordrehzahlen von bis zu 42 Hz nur wenig Energie ins System gebracht wird, finden sich hier auch keine stabilen Wirbelbewegungen bei höheren Wirbelfrequenzen wieder (vergleiche Abschnitt 9.7).

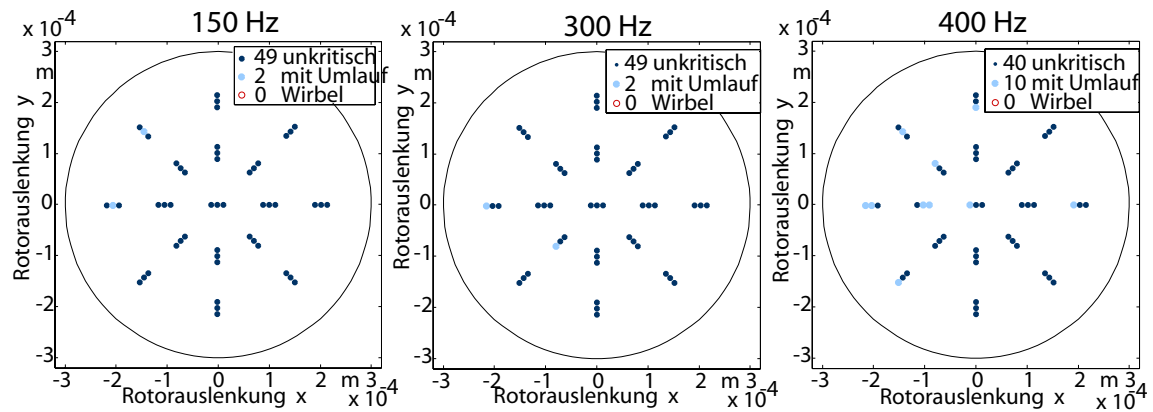


Bild 11.6: Stabilitätskarten für eine Fanglagerung mit käfiglosen Lagern des Typs Koyo 6904

11.3 Einfluss der Fanglagerart

Im folgenden werden Rotorabstürze in käfiglose Lager vom Typ *Koyo 6904* untersucht und deren Einfluss auf die Bewegungsformen des Rotors mit dem von eingebauten Käfiglagern der Bauart *SKF 6004* verglichen. Hiermit soll exemplarisch gezeigt werden, inwiefern sich die Wahl des Fanglagers auf die Systemstabilität auswirken kann. Dazu werden wie in Kapitel 10 beschrieben Versuche mit parallel und einseitig ausgelenkten Rotoren bei den Rotordrehfrequenzen 150 Hz, 300 Hz und 450 Hz durchgeführt. Es werden neue Fanglager verwendet. Bei keinem der Versuche kommt es zu einer Wirbelbildung, jedoch gibt es bei einigen Anfangsbedingungen einige Umläufe des Rotors im Fanglager, was schnell in eine kritische Situation umschlagen kann.

Bild 11.6 zeigt solche Stabilitätskarten bei einseitiger Auslenkung des Rotors. Möglicherweise kritische Anfangsbedingungen befinden sich wie bei den Versuchen in Kapitel 10 wieder in erster Linie in der linken Halbebene und nehmen mit höherer Rotordrehfrequenz zu, was mit dem höheren Energiegehalt bei dieser Anfangsbedingung zusammenhängt.

Bild 11.7 zeigt typische Orbits und Zeitverläufe jeweils eines unkritischen (oben dargestellt) und eines möglicherweise kritischen (unten dargestellt) Kontaktvorgangs. Vergleicht man diese mit den Rotorauslenkungen des im vorherigen Absatz beschriebenen Käfiglager der Bauart *SKF 6004*, so fällt auf, dass der Rotor mit größeren Amplituden und wesentlich länger springt, bis er in die Oszillationsphase übergeht. Das Lager hat im Vergleich zum vorher untersuchten Lager eine um 50% höhere Steifigkeit. Die langsamere Beruhigung des Systems deutet zusätzlich auf eine geringer Dämpfung hin. Da bei einem System ohne zusätzliche Dämpferelemente die Steifigkeit und Dämpfung der Fanglagereinheit in erster Linie durch das eingebaute Wälzlager bestimmt werden, kann die Lagerwahl die Dynamik des Systems signifikant beeinflussen.

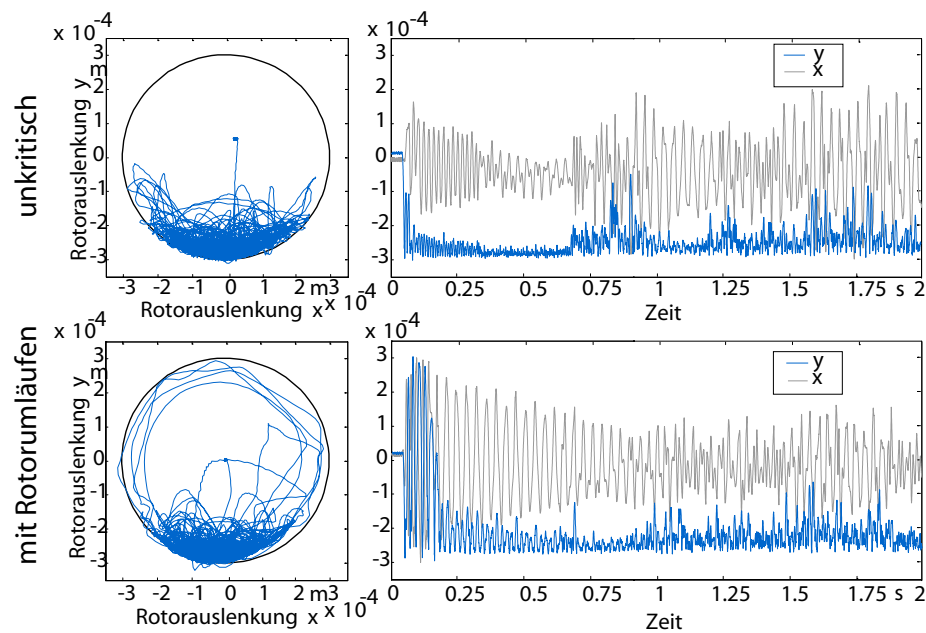


Bild 11.7: Orbits und Zeitverläufe der Rotorbewegung bei Fanglagerung mit käfiglosen Lagern

11.4 Einfluss von Dämpferelementen

Zwischen Fanglager und Gehäuse angebrachte Dämpferelemente mit hoher Dämpfung und geringer Steifigkeit sind als konstruktive Maßnahme zur Vermeidung kritischen Verhaltens vor allem aus Simulationen (siehe zum Beispiel [Ort06]) bekannt. Für experimentelle Untersuchungen werden Toleranzhülsen aus Federbandstahl (Typ AN 42-512 des Herstellers Dr. Tretter) sowie Elastomer-O-Ringe aus Fluorkautschuk (Typ DT-11 4007 1500 des Herstellers Angst + Pfister) gewählt. Für den Einbau der Dämpferelemente werden die in Bild 11.8 und 11.9 dargestellten Konstruktionen entwickelt.

Mit diesen Konstruktionen werden Absturzexperimente mit parallel und einseitig ausgelenkten Rotoren, wie in Kapitel 10 beschrieben, durchgeführt. Als Fanglager dienen dabei die bereits untersuchten Fanglager des Typs *SKF 6004* mit Alterungserscheinungen, die bei Einbau ohne Dämpfungselemente mit 8%-iger Wahrscheinlichkeit zu Wirbelbewegungen des Rotors führen.

Die Versuche wurden bei Drehfrequenzen von 150 Hz, 300 Hz und 400 Hz durchgeführt. Eine Wirbelbildung kann in Experiment und Simulation bei beiden untersuchten Dämpferelementen nicht beobachtet werden. Diese werden daher als konstruktive Maßnahme empfohlen.

In Bild 11.10 oben sind exemplarisch die Stabilitätskarten für Absturzversuche bei einer Rotordrehfrequenz von 150 Hz mit paralleler Rotorauslenkungen dargestellt.

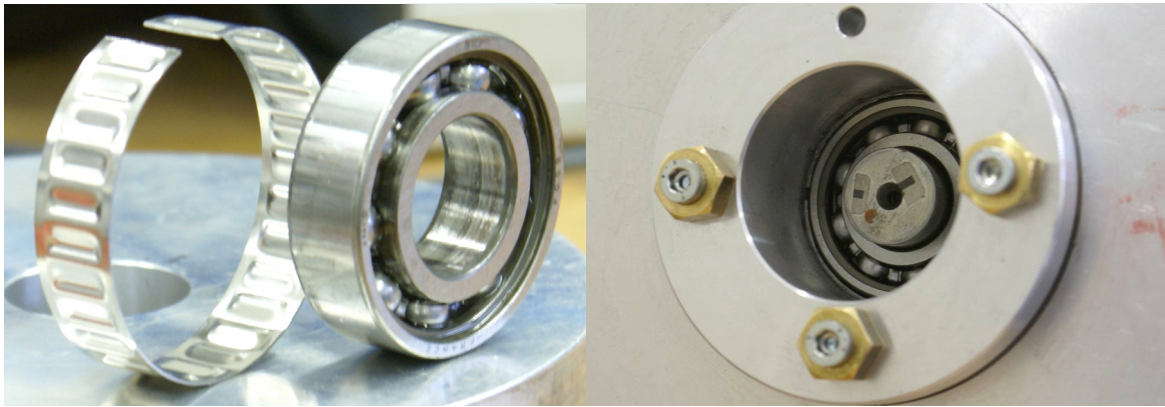


Bild 11.8: Einbau der Fanglager mit Toleranzringen, [QWLK07]

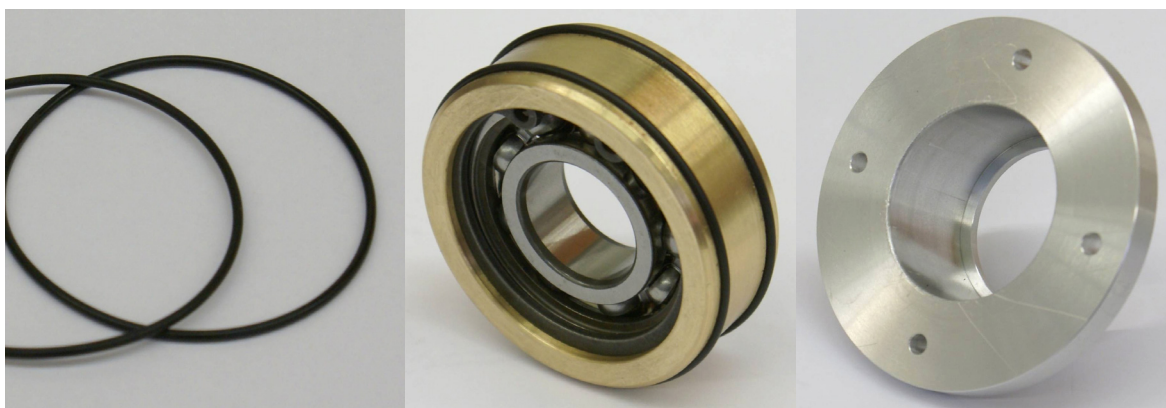


Bild 11.9: Einbau der Fanglager mit Elastomerringen, [QWLK07]

Charakteristische Orbits von Rotorauslenkungen mit und ohne Dämpfungselemente sind in Bild 11.10 unten gegenüber gestellt. Es ist zu sehen, dass ein ausgeprägtes Springen des Rotors nur beim ungedämpften System (Bild 11.10 unten rechts) vorkommt. Bei den gedämpften Systemen folgt direkt auf den Kontaktvorgang eine Oszillationsbewegung im Fanglagerboden. Im Fall der Elastomerringe mit der geringeren Steifigkeit ist eine der horizontalen Abrollbewegung überlagerte Vertikalschwingung zu erkennen, die aus der Bewegung des Fanglagers resultiert. Bei Verwendung von Toleranzringen bleibt die vertikale Schwingbewegung vergleichsweise klein.

Ein entscheidender Nachteil dieser Konstruktionen ist, dass die von der Fanglagerung ermöglichten großen Rotorauslenkungen zum Anstreifen am Magnetlager oder anderen Statorteilen führen können.

Da für beide Dämpfungselemente vom Hersteller keine Steifigkeitskennwerte angegeben werden können, wird ein einfaches Verfahren zu deren Bestimmung entwickelt, das Werte für Vorauslegung und Simulation liefern kann (siehe auch [QWLK07]).

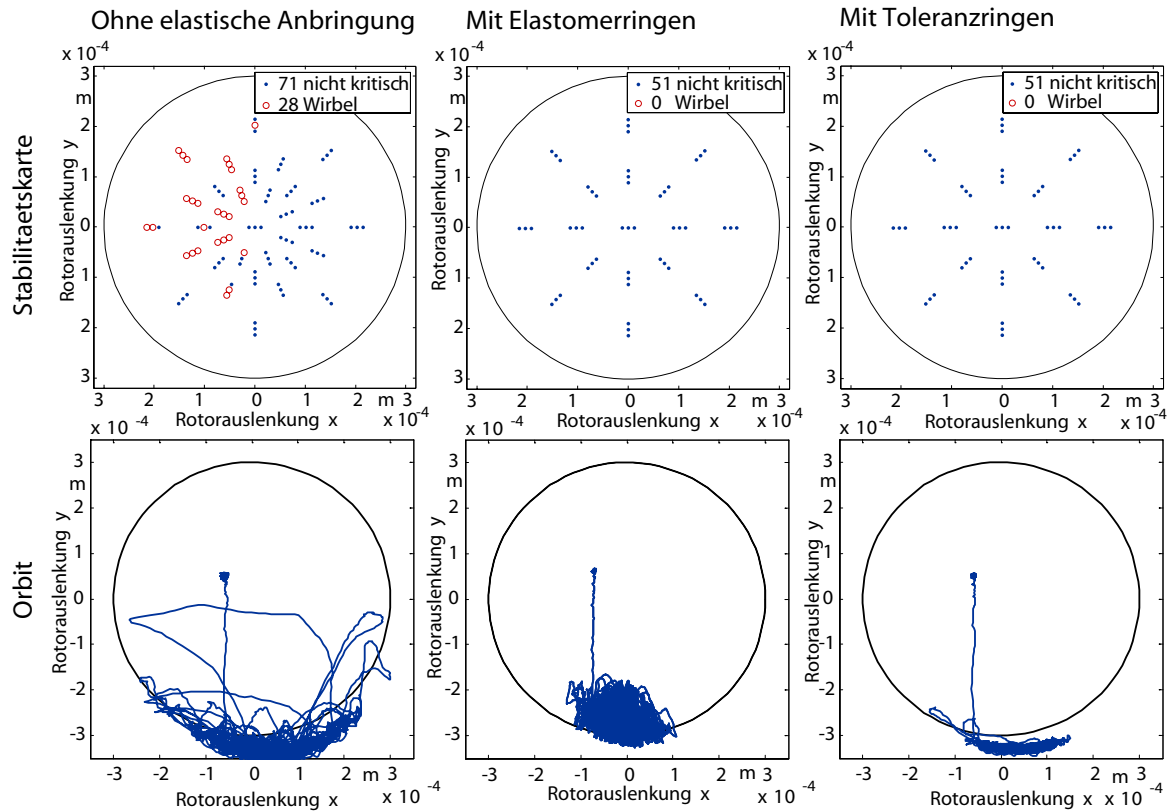


Bild 11.10: Vergleich von Stabilität und Bahnkurven von Fanglagersystemen mit und ohne Dämpfungselementen

Zur Bestimmung der Steifigkeit wird die Lagerachse statisch mit Gewichten bekannter Größe belastet, während die Auslenkung der Lagerachse mit einem Lasermessgerät bestimmt wird. Im Fall der verwendeten Konstruktion mit Toleranzringen ergibt sich mittels Interpolation der in Bild 11.11 links dargestellten Messergebnisse eine Steifigkeit von $k_{\text{Toleranzring}} = 7,75 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$. Bei der Konstruktion mit Elastomerringen wird starkes Kriechen beobachtet (siehe Bild 11.11 rechts).

Deshalb werden für die Elastomerringe Dämpfung und Steifigkeit mit einem in [Mar02] dargestellten 3-Parametermodell wie in Bild 11.12 links abgebildet approximiert. Dieses Kriechmodell lässt sich mittels

$$F(t) + p_1 \dot{F}(t) = q_0 x(t) + q_1 \dot{x}(t) \quad (11.1)$$

mit

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{d}{k_2} \\ q_0 &= k_1 \\ q_1 &= d \frac{k_1 + k_2}{k_2} \end{aligned} \quad (11.2)$$

beschreiben. Mit diesem Modell wird ein Ausschwingversuch abgebildet, bei dem die Lagerachse mit Gewichten belastet und dann sprunghörmig entlastet wird. Mittels Verfahren der Minimalen

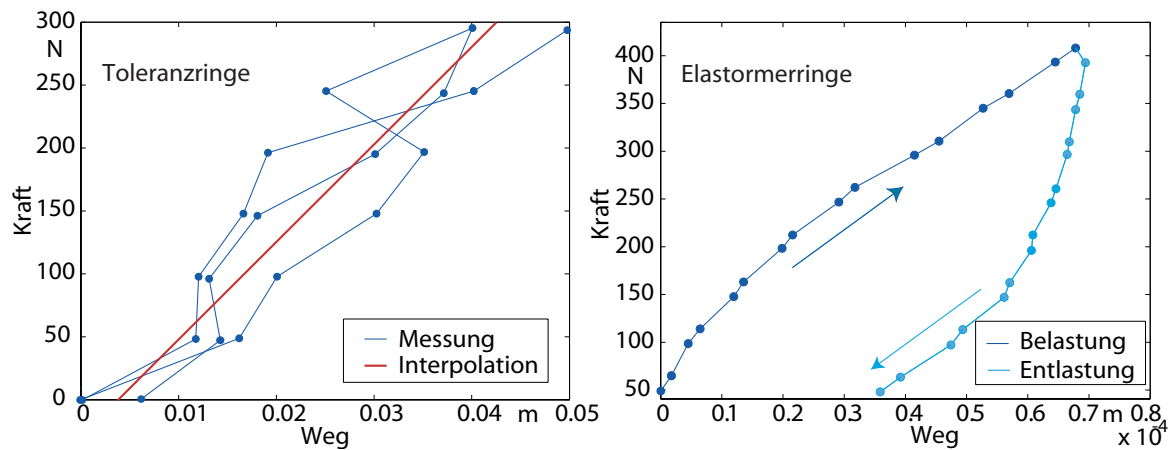


Bild 11.11: Gemessene Kraft-Weg-Diagramme der beiden Dämpfungselemente

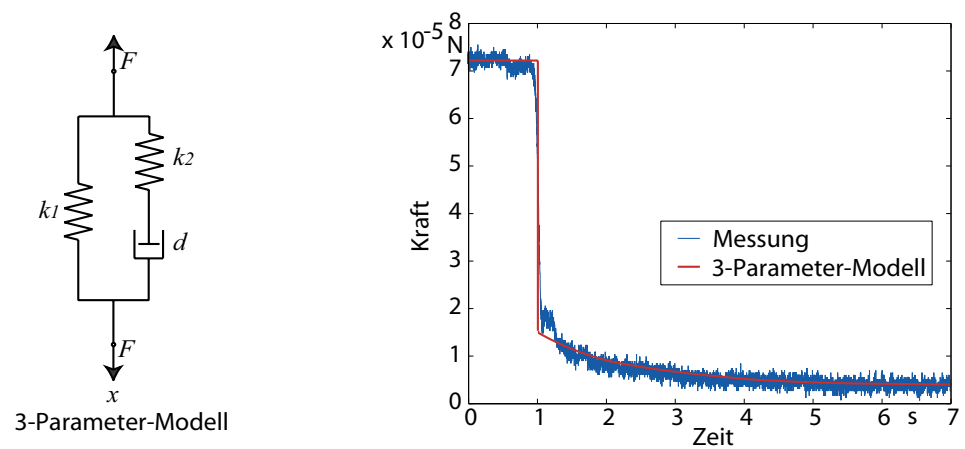


Bild 11.12: Darstellung der Elastomersteifigkeit als 3-Parameter-Modell

Fehlerquadrate werden die Federsteifigkeiten k_1 und k_2 sowie der Dämpfungswert d so bestimmt, dass der modellierte Kraftverlauf der Messung entspricht (siehe Bild 11.12 rechts). Es ergeben sich:

$$\begin{aligned} k_1 &= 1\,339\,200 \text{ N/m} \\ k_2 &= 312\,400 \text{ N/m} \\ d &= 883\,000 \frac{\text{N}}{\text{m/s}^2}. \end{aligned} \tag{11.3}$$

12 Entwurf und Erprobung einer neuen Fanglagereinheit

Mit dem Ziel der Wirbelminderung oder -vermeidung werden zwei neue Fanglagereinheiten entworfen und im Experiment auf ihre Wirksamkeit getestet.

Beide Entwürfe sind eine Weiterentwicklung der Arbeit von [SB97], in der mehreckige Gleitlager in Gummihülsen als Fanglager eingesetzt werden. Die experimentellen und analytischen Untersuchungen in dieser Arbeit kommen zu dem Ergebnis, dass in einem runden Fanglager, das im Modell einem zwölfkantigen Fanglager angenähert wird, die größten Fanglagerkräfte wirken. Die geringsten Fanglagerkräfte treten in einem gleichschenkelig dreieckigen Fanglager auf. Die kleineren Fanglagerkräfte in einem nicht runden Fanglager rühren daher, dass sich statt einem kreisförmigen Wirbel eine polygonförmige Rotorbahn einstellt. Die hohen Fliehkräfte, die bei einer kreisförmigen Wirbelbewegung wirken, werden dadurch vermieden. Dieses Konzept, den Rotor von seiner runden Laufbahn abzubringen, soll im folgenden mit Wälzlager, die im allgemeinen geringere Reibkräfte als Gleitlager auf den Rotor aufbringen, realisiert werden.

Das erste untersuchte Konzept sieht zusätzlich zum zentrisch mit dem maximal möglichen Spiel angebrachten eigentlichen Fanglager (ein Wälzlager) eine oder mehrere Ablenkrollen vor, die in den Luftspalt hinein ragen und dadurch den Rotor von seiner Bahn ablenken. Dieses Konzept mit einer Rolle ist in Bild 12.1 links dargestellt.

Der zweite Entwurf sieht statt der Rolle, auf deren Außenring der Rotor abläuft, mehrere mit paralleler Achse aber radialem Versatz hintereinander angebrachte Wälzlager (Ablenklager) vor (siehe Bild 12.1 rechts).

Diese Entwürfe werden am in Kapitel 4 beschriebenen Prüfstand getestet. Dabei werden Anzahl und Position der Fanglagerelemente variiert und Rotorabstürze aus verschiedenen Ausgangspositionen untersucht.

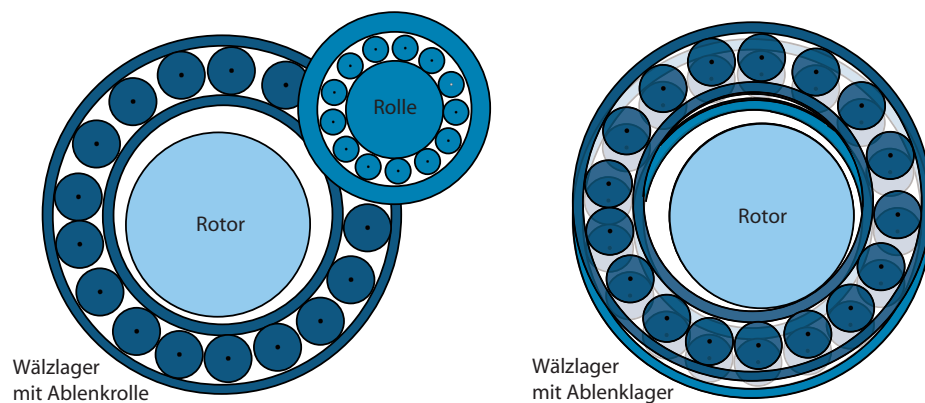
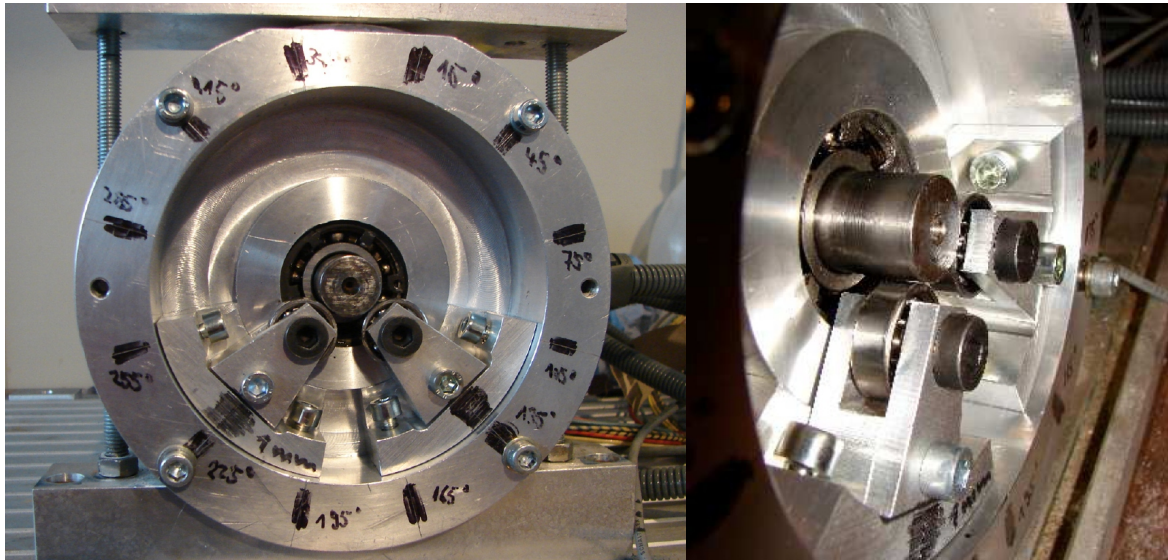


Bild 12.1: Fanglagerkonzepte

Bild 12.2: Einbau der Rollen im Prüfstand, [WKS⁺07]

12.1 Erprobung von Fanglagern mit Ablenkrollen

Zur Erprobung der Fanglager mit zusätzlichen Rollen werden zwei Lagerblöcke mit jeweils drei stufenlos positionierbaren Rollenelementen konstruiert (siehe [WKS⁺07]) und in den Prüfstand integriert (siehe Bild 12.2). Für die Rollen werden einreihige Rillenkugellager des Typs *SKF 608* mit einem Außendurchmesser von 22 mm gewählt. Als Fanglager dienen bereits in den Kapiteln 10 und 11 diskutierte Käfiglager *SKF 6004* mit Alterungserscheinungen. Um reproduzierbar Wirbel zu erhalten, wird das Fanglager zusätzlich mit Teer verunreinigt.

Durch den Einsatz der Rollen wird der ursprüngliche Luftspalt von $3 \cdot 10^{-4}$ m an der engsten Stelle im Bereich der Rollen auf $2 \cdot 10^{-4}$ m reduziert. Die Geometrieverhältnisse von Rotor, Fanglager und Rolle sind in Bild 12.3 links dargestellt. Bild 12.3 zeigt den sich so ergebenden Bewegungsraum der Rotorachse. Die Abrollbahn $r_{\text{BahnRolle}}$ des Rotors auf der in den Luftspalt hineinragenden Rolle erscheint durch ihren großen Radius wie eine Ebene. Die Radien ergeben sich als

$$r_{\text{BahnFanglager}} = r_{\text{Fanglager}} - r_{\text{Rotor}} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} - 9,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (12.1)$$

$$r_{\text{BahnRolle}} = r_{\text{Rolle}} + r_{\text{Rotor}} = 11 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 9,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2,07 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad (12.2)$$

Die Versuche werden bei einer Drehzahl von 75 Hz durchgeführt, bei der der Rotor ohne zusätzliche Rollen eine sehr hohe Wirbelwahrscheinlichkeit aufweist (vergleiche Kapitel 9.7).

12.1.1 Versuche mit einer Ablenkrolle

Zur Bestimmung der optimalen Position einer einzelnen Rolle werden Absturzversuche mit 12 Rollenpositionen wie in Bild 12.4 Mitte dargestellt durchgeführt. Der Rotor wird bei jeder Rolleneinstellung aus jeweils 9 Absturzpositionen fallen gelassen. Bild 12.4 links zeigt die Positionen, in die der Rotor parallel zu seiner Achse ausgelenkt wird.

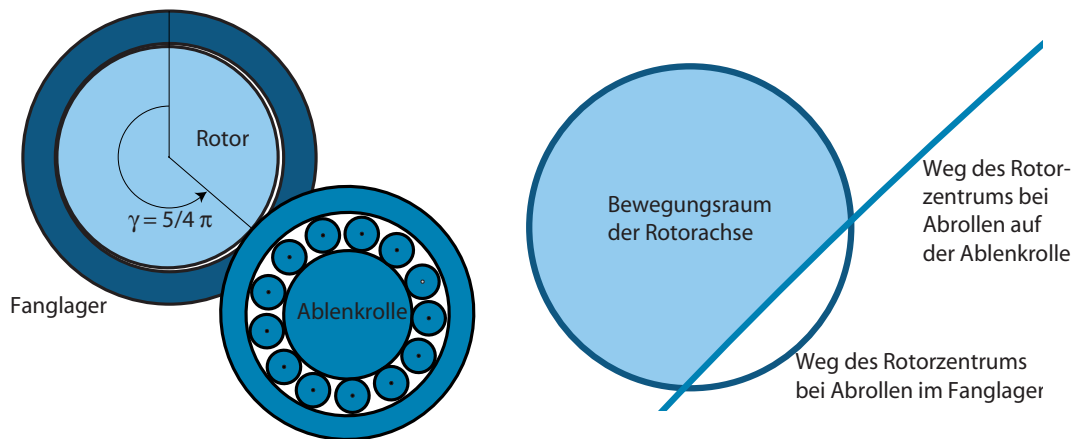


Bild 12.3: Größenverhältnisse von Rotor, Fanglager und Ablenkrolle und sich daraus ergebender Bewegungsraum des Rotors mit einer bei $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ angebrachten Rolle

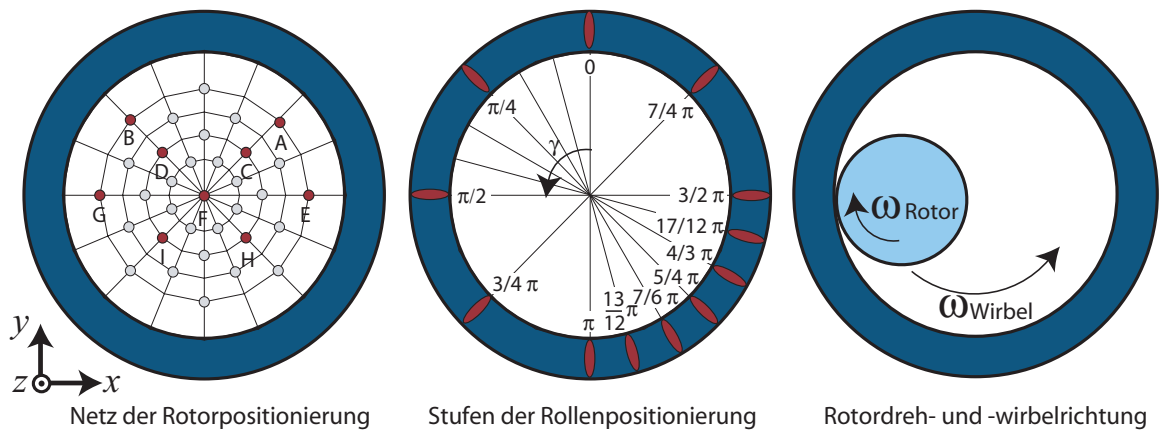


Bild 12.4: Untersuchte Rotor- und Rollenpositionierungen

Die Rollenpositionen γ werden zunächst in $\frac{\pi}{4}$ -Abständen verstellt (siehe Bild 12.4 Mitte). Da sich der Bereich um $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ als sehr gut erweist, werden in diesem Bereich die Rollenpositionen genauer aufgelöst (in $\frac{\pi}{12}$ -Abständen). Die Rollen werden bei allen Versuchen an beiden Lagern parallel im gleichen Winkel angebracht.

Bild 12.5 zeigt die Rotorbahn sowie Weg- und Frequenzverläufe über der Zeit von typischen Versuchen mit verschiedenen Rolleneinstellungen.

Bild 12.5 oben zeigt eine Wirbelbewegung bei einer bei $\gamma = \frac{7}{4}\pi$ angebrachten Rolle. Man sieht im Orbit, dass der Rotor zwar von der Rolle abgelenkt wird, aber trotzdem eine Wirbelbewegung ausführt. Auch die Wirbelfrequenz von 80 Hz entspricht der Wirbelfrequenz des Systems ohne Rolle. Auffallend ist bei allen Wirbelbewegungen mit Rollen, dass die Wirbelfrequenz sich nicht so klar hervorhebt wie die eines Systems, das nicht durch eine Rolle gestört ist (vergleiche Kapitel 9.7). Dieses Verhalten erklärt sich dadurch, dass die vom Kreis abgelenkte Bewegung sich aus mehreren Frequenzanteilen zusammensetzt, deren Anteile entsprechend im Frequenzbereich sichtbar werden. Bild 12.5 Mitte zeigt eine Sprungbewegung eines von einer Rolle bei $\gamma = \frac{4}{3}\pi$

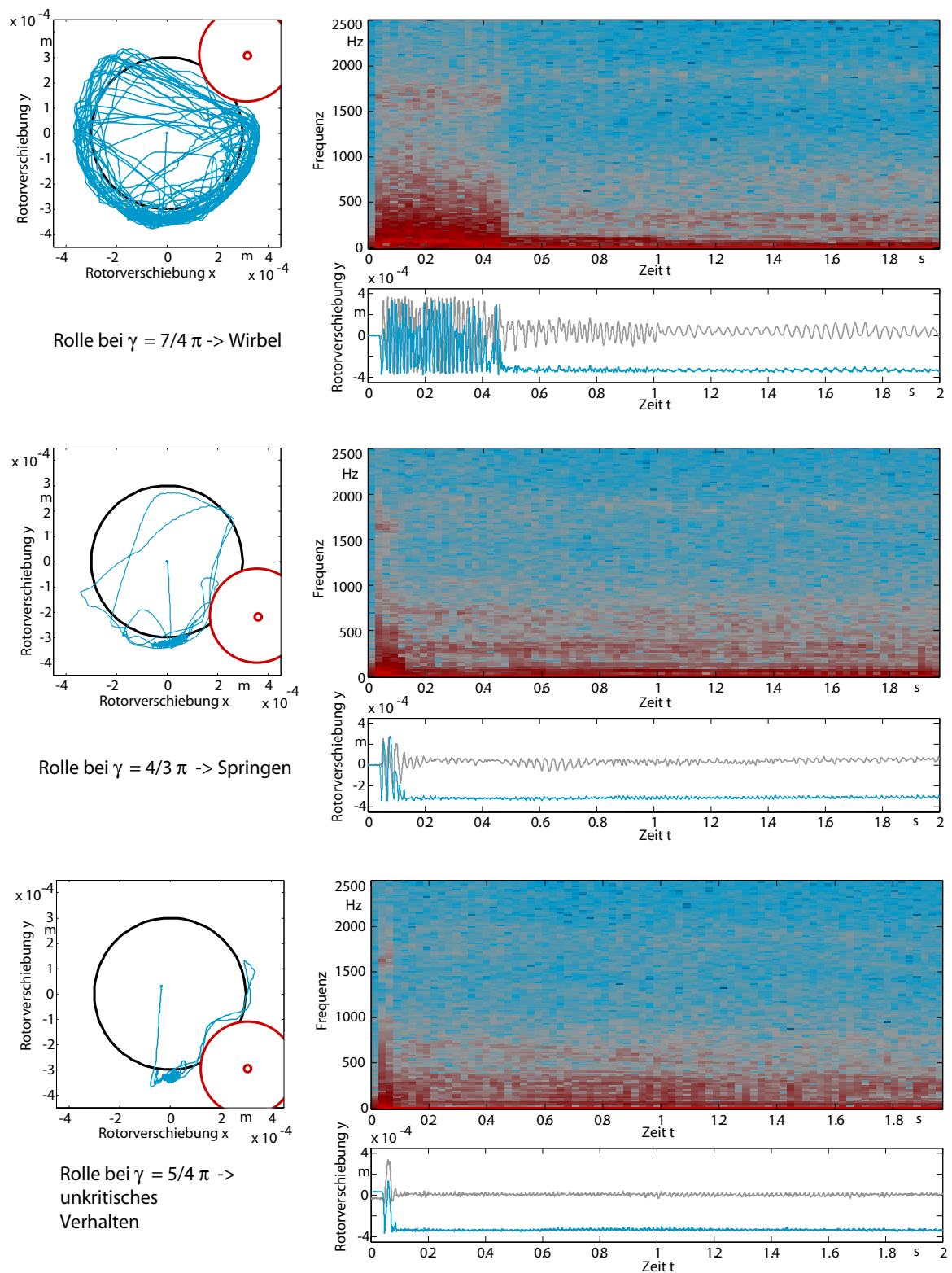


Bild 12.5: Rotorabstürze bei verschiedenen Rollenpositionen

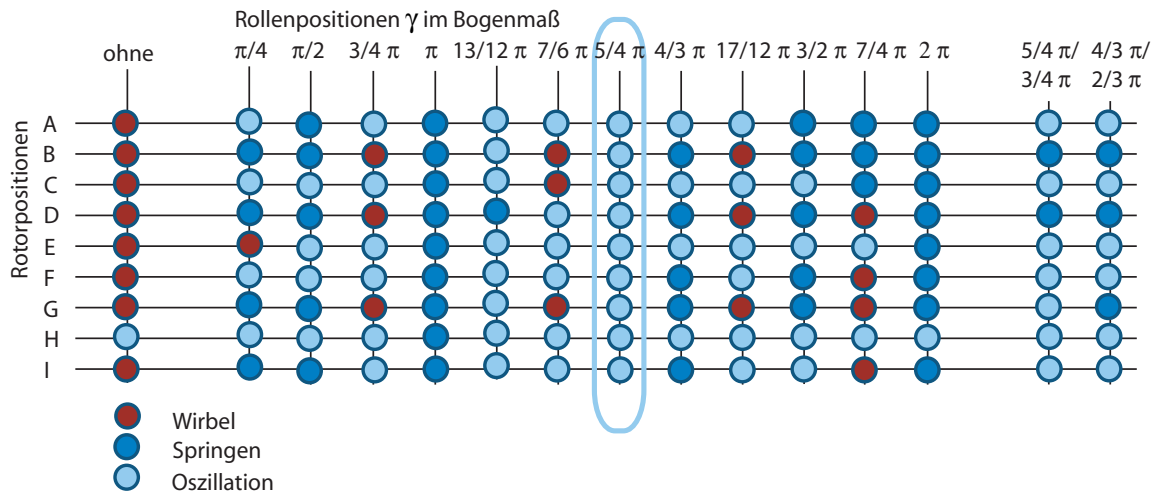


Bild 12.6: Stabilitätskarte für untersuchte Rollenpositionen

abgelenkten Rotors. Diese Rolle verhindert zwar den Wirbel, aber der Rotor braucht in dieser Konstellation relativ lange, bis er sich beruhigt. Wird die Rolle wie in Bild 12.5 unten dargestellt bei $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ angebracht, so beruhigt sich der Rotor am schnellsten. Die hier gezeigte Auslenkung ist die kritischste unter den bei dieser Rolleneinstellung beobachteten. In den meisten Fällen springt der Rotor nicht über die Rolle hinaus.

Bild 12.6 zeigt alle Ergebnisse dieser Versuchsreihe. Wirbel sind jeweils mit einem roten Feld, nicht kritische Systemzustände mit einem blauen Feld gekennzeichnet. Man erkennt, dass keiner der mit bei $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ positionierten Rollen durchgeführten Versuche zu einer Wirbelbewegung führt. Zur Erklärung der Effektivität dieser Konstellation wird der Weg des Rotors nach dem Aufprall betrachtet. Wenn der Rotor, wie in Bild 12.4 rechts dargestellt, im Uhrzeigersinn dreht, dann ist seine Wirbelrichtung gegen den Uhrzeigersinn. Der Beginn einer Wirbelbewegung ist das Hochrollen des Rotors im rechten Teil des Lagers. Wenn die Rolle wie in Bild 12.3 dargestellt bei $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ angebracht ist, dann fällt der Rotor direkt auf diese bzw. legt nur einen sehr kleinen Weg in Wirbelrichtung zurück, bis er diese erreicht. Eine Rolle in diesem Bereich kann dadurch die Ausbildung einer Wirbelbewegung frühzeitig verhindern. Diese Betrachtung erklärt auch, warum Rollen im gegenüber liegenden bzw. oberen Bereich wenig effektiv sind: Bis der Rotor diese erreicht, ist er bereits einmal im Fanglager umgelaufen und hat schon wesentliche höhere Geschwindigkeiten erreicht.

12.1.2 Versuche mit zwei Ablenkrollen

Um die Effektivität des Einbaus mehrerer Rollen zu untersuchen, werden Versuche mit zwei Rollen pro Lager durchgeführt. Da sich der Einbau von einer Rolle bei $\gamma_1 = \frac{5}{4}\pi$ im Versuch bewährt hat, wird als erstes diese mit einer weiteren Rolle bei $\gamma_2 = \frac{3}{4}\pi$ kombiniert. In einer zweiten Versuchsreihe wird die symmetrische Einstellung $\gamma_1 = \frac{4}{3}\pi / \gamma_2 = \frac{2}{3}\pi$ untersucht. Versuche mit zusätzlichen Rollen im oberen Bereich des Fanglagers werden nicht durchgeführt, da sich diese Positionen bereits als nicht effektiv herausgestellt haben. Die Ergebnisse sind in Bild 12.6 rechts dargestellt. Beide Einstellungen haben Wirbel zur Folge und unterliegen damit der Konstruktion mit nur einer Rolle bei $\gamma = \frac{5}{4}\pi$.

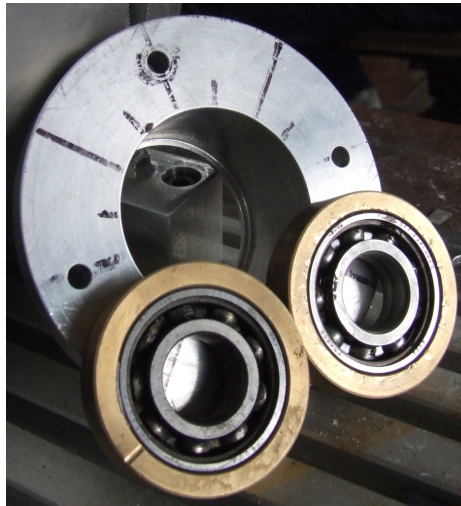


Bild 12.7: Konstruktion der Ablenklager, [CYZ⁺07]

Auf die Anbringung einer dritten Rolle wird verzichtet, da sie sich zwangsläufig im oberen, für eine Wirbelhemmung nicht effektiven Bereich befinden müsste und den Luftspalt zusätzlich verringern würde. Eine Konstruktion mit drei Rollen könnte sich bei anderen Geometrieverhältnissen jedoch als sinnvoll erweisen, insbesondere falls das ursprüngliche Fanglager dadurch ersetzt werden könnte.

12.1.3 Versuche mit verschmutzten Ablenkrollen

An der optimalen Position der Ablenkrollen werden Versuche mit verschmutzten Ablenkrollen durchgeführt. Damit wird einerseits die Vergleichbarkeit der Rollen und des Fanglagers hergestellt. Außerdem soll herausgefunden werden, ob anstelle der Rollen auch einfache Nocken verwendet werden können. Auch bei festgestellten Rollen kann bei der Position $\gamma = \frac{5}{4}\pi$ kein Wirbel festgestellt werden. Allerdings werden die Amplituden der Sprünge etwas größer, was nahe legt, dass sich der Einbau von Rollen gegenüber dem von Nocken bei kritischeren Systemen als sinnvoll erweisen kann. Eine Rolle hat durch die geringere Reibung gegenüber der Nocke die besseren Eigenschaften, um einen Wirbel zu verhindern.

12.2 Erprobung von Fanglagereinheiten mit Ablenklagern

Zur Untersuchung der Effektivität von Ablenklagern werden zwei Fanglagereinheiten mit jeweils zwei radial versetzten Fanglagern der bereits in den vorherigen Kapiteln analysierten Bauart *SKF 6004* konstruiert und im Prüfstand auf deren Effektivität untersucht (siehe [CYZ⁺07]). Die beiden Fanglager werden dazu in exzentrische Messingringe eingebaut (siehe Bild 12.7). Diese werden hintereinander in die Lagerbuchse eingebaut und durch einen Deckel arretiert.

Durch Verdrehen dieser Ringe zueinander werden Öffnungsbreite und Verstellwinkel festgelegt (siehe Bild 12.8). Der sich daraus ergebende Bewegungsraum des Rotors ist in der Mitte des Bildes dargestellt.

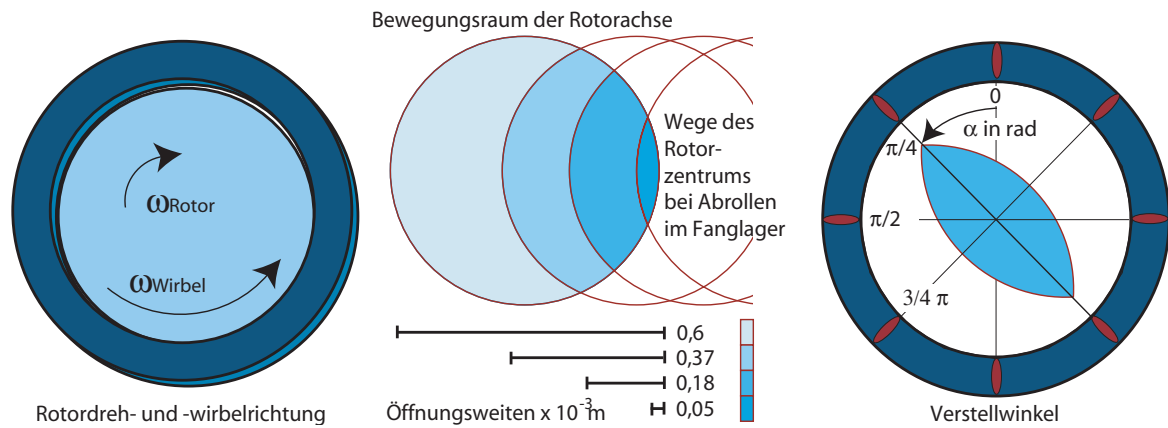


Bild 12.8: Größenverhältnisse und Positionierung der Ablenklager

Im Folgenden werden die Verstellwinkel

$$\alpha = \left\{ 0, \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{2}, \frac{3}{4}\pi \right\}$$

und die Öffnungsbreiten

$$b = \{0,6 \ 0,37 \ 0,18 \ 0,05\} \cdot 10^{-3} m$$

in Kombination untersucht.

Es werden dabei immer beide Lagereinheiten parallel verstellt. Die Versuche werden bei Rotordrehfrequenzen von 75 Hz und 150 Hz durchgeführt. Der Rotor wird für jede Kombination aus Drehzahl, Verstellwinkel und Öffnungsbreite jeweils fünf mal aus zentrischer Lager fallen gelassen. Um eine hohe Wirbelwahrscheinlichkeit zu erreichen, werden die Lager mit Teer verunreinigt, sowie der Reibkoeffizient der Reibfläche zwischen Rotor und Fanglagerinnenring durch das Einbringen von Kreide erhöht. Die Stabilitätskarte dieser Versuche ist in Bild 12.9 gezeigt. Wirbel sind jeweils mit einem roten Feld, nichtkritische Systemzustände mit einem blauen Feld gekennzeichnet.

Es ist deutlich zu erkennen, dass ein waagrecht ausgerichteter Luftspalt ($\alpha = \frac{\pi}{2}$) die besten Ergebnisse mit sich bringt, während sich ein senkrechter Luftspalt ($\alpha = 0$) nicht so positiv auswirkt. Die guten Ergebnisse für den waagrechten Luftspalt können allerdings zusätzlich daher rühren, dass die Fallhöhe des Rotors in diesem Fall geringer ist, als bei einem anders ausgerichteten Luftspalt. Da aber auch bei großen Spaltbreiten und somit vergleichbaren Fallhöhen keine Wirbel zu verzeichnen sind, kann davon ausgegangen werden, dass diese Einstellung nicht nur wegen der Fallhöhenreduktion sinnvoll ist. Die gute Wirkung dieser Einstellung kann damit erklärt werden, dass der Rotor hier sehr schnell von einem ersten Umlauf im Fanglager abgelenkt wird.

Es zeigt sich außerdem, dass stabile Wirbelbewegungen nur bei großen Spaltbreiten auftreten. Die Einstellung $b = 0,6 \cdot 10^{-3} m$ führt dabei zum schlechtesten Ergebnis. Bei dieser Einstellung sind beide Fanglager ohne radialen Versatz angebracht und der Luftspalt ist damit in alle Richtungen gleich breit. Diese Einstellung unterscheidet sich von der Ausgangslage mit nur einem Fanglager nur dadurch, dass nun zwei Fanglager beschleunigt werden, also die Trägheit der Fanglagerung verdoppelt wird. Es fällt auf, dass sich bei ohne radialen Versatz angebrachten Fanglagern die

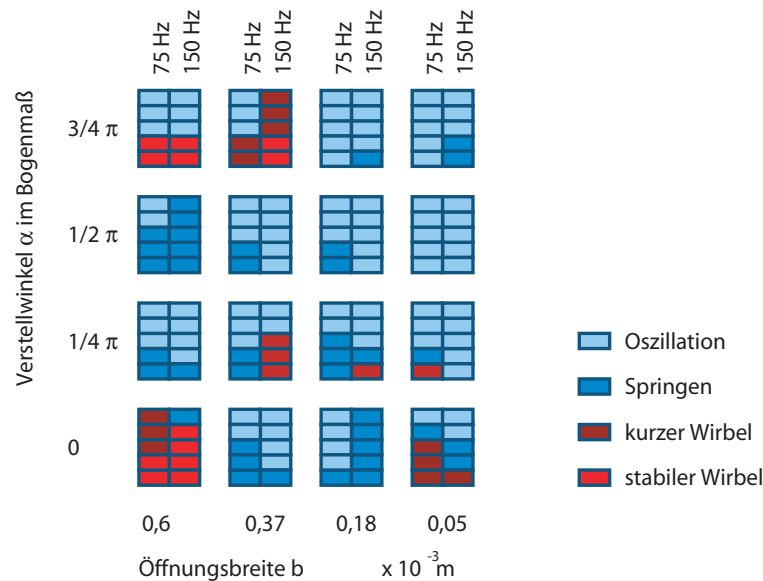


Bild 12.9: Stabilitätskarte der Ablenklagereinstellungen

Ergebnisse mit dem Winkel ändern, was bei perfekten Kreisen nicht zu erwarten wäre. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die Lager im realen System mit einer Elastizität behaftet angebracht sind, und damit der Luftspalt bei Belastung seine Symmetrie verliert. Diese nicht symmetrische Aufweitung des Luftspalts ist auch in Bild 12.10 oben erkennbar.

Mit zunehmender Radiusverkleinerung nimmt die Wirbelwahrscheinlichkeit zunächst ab. Die minimale Wirbelwahrscheinlichkeit wurde bei der Spaltbreite von $b = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ gefunden. Bei der kleinsten Spaltbreite von $b = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ sind wieder kleine Wirbel zu beobachten, was darauf hinweist, dass die optimale Spaltbreite größer als diese Einstellung ist.

Bild 12.10 zeigt Orbits sowie Weg- und Frequenzverläufe von repräsentativen Versuchen. Der oben dargestellte Versuch zeigt eine Wirbelbewegung bei einer Lagerkombination mit maximalen Öffnungswinkel. Aus dem Orbit der Wirbelbewegung ist klar zu erkennen, dass die Lager in senkrechte Richtung mehr Raum freigegeben haben. Außerdem fällt der stetige Wechsel zwischen Wirbel- und Sprungbewegung auf, der für ein konventionell fanggelagertes System untypisch ist. Diese Wechsel der Systemzustände rühren daher, dass der Rotor bei jedem Wechsel des ihn haltenden Fanglagers eine Störung erfährt.

In Bild 12.10 Mitte ist ein bei dieser Form von Lagerung oft beobachteter, nicht stabiler Wirbel dargestellt. Hier beginnt sich ein Wirbel auszubilden, der sich aber nicht etablieren kann und in eine nicht kritische Bewegung übergeht. Ein typischer nicht kritischer Verlauf ist in Bild 12.10 unten dargestellt.

12.3 Potential der neuen Fanglagereinheiten

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass beide hier vorgestellten Konstruktionen das Potential haben, Wirbel zu verhindern. Es ließ sich exemplarisch zeigen, dass für den waagrecht gehaltenen Rotor bei einer Drehfrequenz von 75 Hz Fanglager mit einer einzelnen, sinnvoll angebrachten,

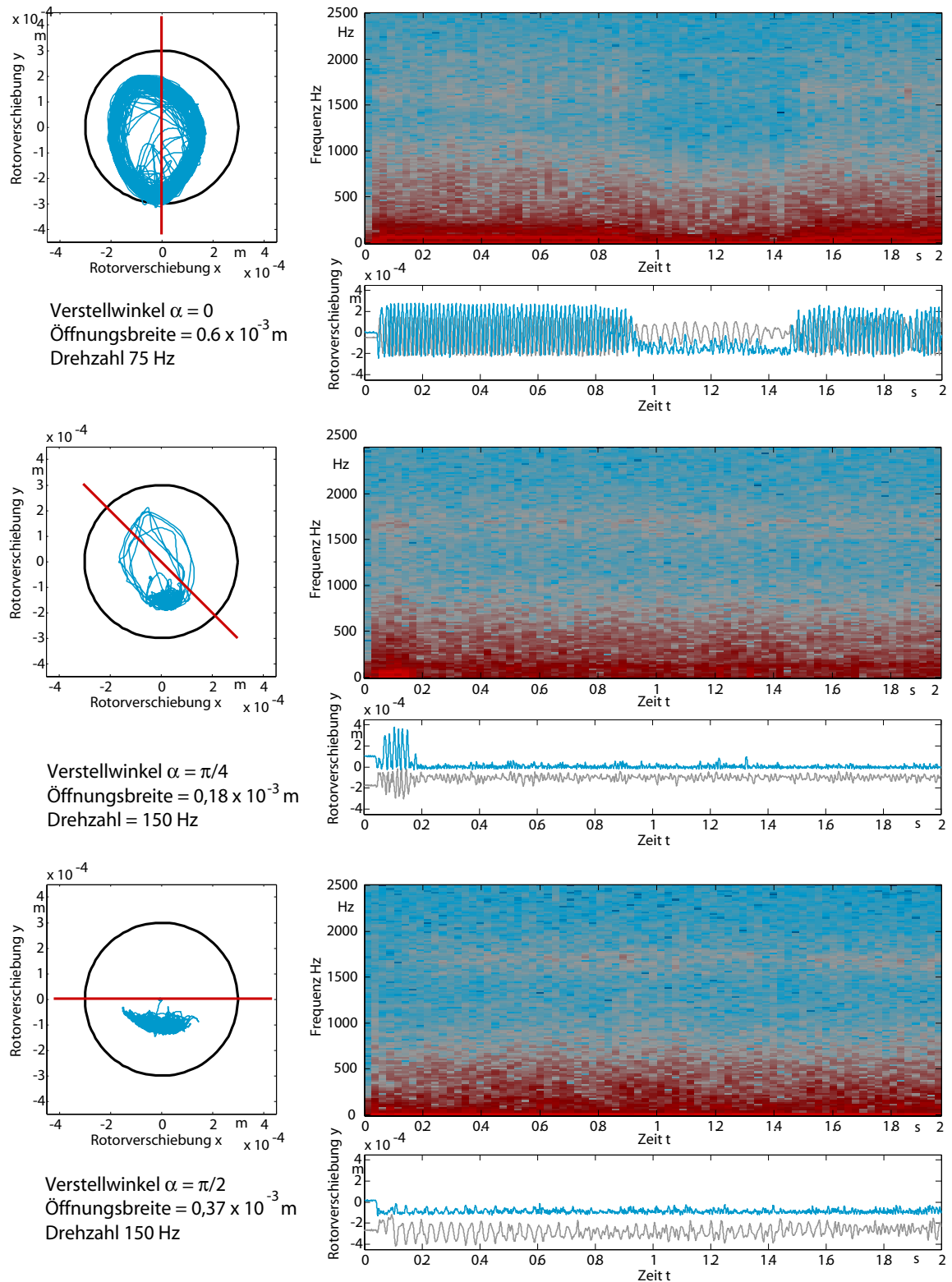


Bild 12.10: Rotorabstürze bei verschiedenen Ablenklagereinstellungen

zusätzlichen Rolle oder Nocke einen Wirbel wirksam verhindern können. Auch die bei den Drehfrequenzen 75 Hz und 150 Hz untersuchten Fanglagereinheiten mit Ablenklagern wirken sich bei sinnvoller Einstellung wirbelhemmend aus.

Beide Konstruktionen haben damit Potential, zur Wirbelverhinderung auch bei anderen Rotor-Fanglager-Konstellationen beitragen zu können. Experimente mit anderen Aufbauten, vor allem auch mit senkrechten Rotoren, wären aus dieser Sicht ein empfehlenswerter nächster Schritt. Auch weitergehende Variationen wie Materialwahl, Lagertypen und zusätzlicher Einsatz von Dämpfungselementen könnten sich als sinnvoll erweisen. Des Weiteren wären Versuche mit nur einer mit einer Ablenkrolle oder einem Ablenklager ausgerüsteten Fanglagereinheit eine sinnvolle Weiterführung dieser Arbeit.

13 Empfehlungen für die numerische Untersuchung von Rotor-Fanglager-Systemen

Simulationen des Rotor-Fanglager-Kontakts können zum Systemverständnis beitragen und Hinweise geben, welche Größen die Stabilität eines untersuchten Rotor-Fanglager-Systems beeinflussen. Sie können damit helfen, das Gefahrenpotential bestimmter Szenarien abzuschätzen. Mit Hilfe von Simulationen kann eine Vorauswahl von Fanglagervarianten getroffen werden, die dann in gezielten Experimenten untersucht werden können. Weiterhin können auf Basis von Simulationen Regler entworfen werden, die kritische Situationen entschärfen sollen.

Simulationen des Rotor-Fanglager-Kontakts können Experimente aber nicht ersetzen. Das betrachtete System ist hochgradig nichtlinear und stochastisch. Im System wirken eine Vielzahl von Faktoren, die einen starken Einfluss auf die Systemstabilität haben, aber schwer bestimmbar respektive unvorhersehbar sind. Bereits kleine Änderungen der auf den Rotor wirkenden Kräfte können ausschlaggebend sein für den Übergang eines unkritischen Systems in ein wirbelndes.

Im folgenden Kapitel werden auf Basis der vorangegangenen Analysen Hinweise gegeben, wie Simulationen mit möglichst großer Übereinstimmung zu Realität gestaltet werden können.

Mechanische Freiheitsgrade

Um das Fanglagerverhalten abbilden zu können, muss das Modell die Bewegungen der einzelnen Kugeln eines käfiglosen Lagers unabhängig voneinander abbilden. Die Berechnungen in Kapitel 7 haben gezeigt, dass das Beschleunigungsverhalten der Kugeln die Kräfte zwischen Rotor und Lager maßgeblich beeinflusst. Zum einen schlagen sich die Kraftimpulse der zusammenstoßenden Kugeln sowie langsamere Beschleunigung des Fanglagers in den Reibkräften nieder, zum anderen ist die Kontaktsteifigkeit des Fanglagers stark davon abhängig, ob sich eine Kugel oder eine Lücke am Kontaktbereich befindet. Bei der Modellierung des Systems sollten jeder Kugel zumindest die beiden Freiheitsgrade für Rotation um das Lagerzentrum und Rotation um den eigenen Schwerpunkt zugeordnet werden. Beispiele für detaillierte Kugellagermodelle finden sich in [SPPM04] und [CKB02a]. Diese konzentrieren sich allerdings in erster Linie auf Verformungen des Innenrings, um die nichtlineare Kontaktsteifigkeit abbilden zu können.

Da die Gehäusesteifigkeit und eine gegebenenfalls damit zusammenhängende Fanglagerverschiebung das System beeinflusst, muss sie in die Simulation einbezogen werden. Die Herleitung der Bewegungsgleichungen des Rotors und des Gehäuses sowie die Reduktion dieser auf die relevanten Freiheitsgrade wird in [Ort06] beschrieben. Das dort vorgestellte Modell bildet das statische und dynamische Verhalten des Rotors sowohl ohne als auch mit Kopplung zum Gehäuse ab.

Unsicherheit der wirkenden Kräfte

Die nichtlineare Abbildung der Kontaktnormalkraft ist in aktuellen Modellen Standard [Kär07, Ort06, Fum97]. Aus diesen Normalkräften F_N wird mittels $F_R = \mu \cdot F_N$ die Reibkontaktkraft F_R berechnet. In Realität ist aber der Reibkoeffizient μ nicht konstant. Zum einen kann er nur in bestimmten Bereichen als geschwindigkeitsunabhängig angenommen werden [Har01, Ort06], zum anderen ist er aufgrund von Material- und Formtoleranzen nicht konstant, sondern mit einem zufälligen Fehler behaftet. Auch bei der Simulation von auftretenden Stic-Slip-Effekten sind große Abweichungen von den durchschnittlich wirkenden Kräften zu erwarten.

Die innere Lagerreibung ist nicht konstant und wird von vielen Faktoren wie Abnutzung, Verschleiß, Alterung des Schmierfettes und Temperaturschwankung beeinflusst. Unregelmäßigkeiten durch Abnutzung führen nicht nur zu starken Schwankungen der inneren Reibmomente sondern auch zu durchschnittlich höheren Reibmomenten, die in die Rechnung eingehen sollten. Ein besonderes Augenmerk sollte dabei auf das zu erwartende Loslösmoment des Fanglagers gerichtet werden. Dies wird in Lagerkatalogen angegeben als etwa das doppelte des lastabhängigen Reibmoments [SKF02]. Da dieses Moment maßgeblich für die beim Erstkontakt wirkenden Reibkräfte verantwortlich ist, kann es sinnvoll sein, die Bandbreite der möglichen, sich ergebenden Reibkräfte im Experiment festzustellen und in die Simulation mit einzubeziehen.

Neben der Antriebs- und Prozesskraft, der Gewichtskraft und den Kräften, die im Kontakt mit der Fanglagerung auf den Rotor wirken, können auch weitere Kräfte wie Luftreibungskräfte sowie nicht schlagartig aussetzende Magnetlagerkräfte auf den Rotor wirken, die gegebenenfalls in die Simulation integriert werden müssen.

Für die Simulation dieser Kräfte empfiehlt sich die Berechnung mit einer Wahrscheinlichkeitsverteilung statt Konstanten. Nur mit einer entsprechend großen Anzahl Simulationen mit Fehler behafteten Kräften kann auf das volle Spektrum der möglichen, auf einen Absturz folgenden Bewegungszustände geschlossen werden.

Variation der Anfangs- und Randbedingungen

Einen signifikanten Einfluss auf das Systemverhalten nach einem Magnetlagerausfall hat die Startposition der Lagerachse. Eine von der Lagerachse verschiedene Rotorachse kann durch Kalibrierfehler der Sensoren oder einen nicht ruhig laufenden Rotor hervorgerufen werden. Die vorangegangenen Analysen haben den Einfluss der Anfangsposition des Rotors auf die sich einstellende Bewegungsform gezeigt. Aus dieser Überlegung heraus sollten Rotorabstürze nicht nur aus der Sollposition des Rotors heraus simuliert werden, sondern auch die benachbarten Positionen sowie radiale und tangentialen Anfangsgeschwindigkeiten des Rotors mittels einer Stabilitätskarte untersucht werden.

Auch die Kugelpositionen beim ersten Rotor-Fanglager-Kontakt beeinflussen den Verlauf der Kontaktnormalkräfte und damit auch den der Reibkräfte im Rotor-Fanglager-Kontakt. Sie sollten bei der Simulation variiert werden.

Die Experimente haben gezeigt, dass sich nach einem Wirbel, bei dem Fanglager und Lagergehäuse großen Belastungen ausgesetzt sind, die Lagerachsen verschieben können, und somit nicht mehr mit der Rotorachse zusammenfallen. In Kapitel 10.3 wird gezeigt, dass sich ein solches

Szenario signifikant auf die Systemstabilität auswirken kann. Falls eine solche Fanglagerverschiebung – besonders bei elastischer Anbringung der Fanglager – nicht ausgeschlossen werden kann, sollte die Systemstabilität mittels Simulation überprüft werden.

Sowohl bei der Modellierung der Anfangsbedingungen als auch der des Kontaktvorgangs versteht es sich von selbst, dass Zufallsgrößen bei mehreren Fanglagern unabhängig voneinander auftreten und deshalb auch für jedes Lager unabhängig angenommen werden müssen.

Zuverlässigkeit und Aufwand von Simulationen

Systemanalysen mit Variation der Anfangsbedingungen und der wirkenden Kräfte erfordern eine hinreichend große Anzahl Simulationen für jedes interessierende Szenario. Sie haben dann für jeden Absturz aus einer definierten Position nicht ein einzelnes definiertes Ergebnis zur Folge, sondern es ergeben sich Wahrscheinlichkeiten für die möglichen Systemzustände.

Dieses Einbeziehen von Unsicherheiten mittels Monte-Carlo-Simulationen ist extrem rechenzeit-aufwändig. Die in Zukunft zunehmende verfügbare Rechenleistung kann einen Beitrag leisten, dass das Durchspielen aller möglichen Szenarien in Zukunft möglich wird. Auch diese Simulationen erfordern immer noch einen Abgleich mit der Realität. Ob jemals eine Simulation des Rotor-Fanglager-Kontakts das realistische Verhalten zuverlässig abbilden kann, bleibt fraglich.

14 Zusammenfassung der Ergebnisse und Ausblick

Die zuverlässige Beherrschung eines Absturzes von magnetgelagerten Rotoren ist eine Grundvoraussetzung für den Durchbruch der Magnetlagerung auch in sicherheitskritischen Anwendungen. Im Rahmen dieser Arbeit sollte die Interaktion zwischen Rotor und Fanglager anhand von Experimenten analysiert werden und die Ursachen kritischen Verhaltens erkannt werden.

Es gibt eine Vielzahl analytischer und numerischer Untersuchungen, aber nur wenige experimentelle Analysen, die das Verhalten von Wälzlager als Fanglager fundiert untersuchen. Die vorliegende Arbeit untersucht die Dynamik eines mittels Wälzlager fanggelagerten Rotors nach einem Magnetlagerausfall. Die Untersuchungen wurden mit Käfig- sowie käfiglosen Lagern durchgeführt. Dabei wurden sowohl Fanglager im Neuzustand als auch solche mit Verschmutzungs- und Verschleißerscheinungen untersucht.

Mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie wurden die Vorgänge im Rotor-Fanglager-Kontakt untersucht sowie Auslöser kritischen Verhaltens mittels Stabilitätskarten sichtbar gemacht. Daraus wurden Hinweise abgeleitet, mit welchen Mitteln ein System möglichst sicher gestaltet werden kann, sowie Empfehlungen für die realitätsnahe Simulation eines Rotor-Fanglager-Systems gegeben.

Ein berührungsloses Messverfahren für Wälzlagerbewegungen wurde entwickelt und damit das Hoch- und Auslaufverhalten von Fanglagern mit und ohne Käfig im Zusammenspiel mit dem Rotor untersucht. Aus den ermittelten Fanglagerbeschleunigungen wurde modellbasiert auf die Reibkräfte zwischen Rotor und Fanglager, die nicht direkt gemessen werden können, geschlossen. Die Analyse der Hochläufe käfigloser Fanglager zeigte, dass bei nicht kritischen Vorgängen die Wälzkörper im Vergleich zum Innenring mit erheblichen Verzögerungen beschleunigen, da sie beim Heraustreten aus der Lastzone kollidieren. In dieser Phase werden länger Reibkräfte auf den Rotor übertragen, welche Wirbelbewegungen begünstigen können.

Der Einfluss von Position und Drehzahl des Rotors zum Zeitpunkt des Magnetlagerausfalls auf die sich einstellende Bewegungsform wurde untersucht und mittels Stabilitätskarten dargestellt. Dabei zeigte sich, dass es unterschiedlich kritische Bereiche gibt, aus denen der Rotor fallen kann: Fällt der sich im Uhrzeigersinn drehende Rotor in die linke Seite des Fanglagers, so bewegt sich der nach unten rollende Rotor in Wirbelrichtung und die Wirbelwahrscheinlichkeit steigt gegenüber Startpositionen auf der anderen Seite des Fanglagers.

Es gibt eine systemabhängige Mindestdrehfrequenz des Rotors, ab der ausreichend Energie im System enthalten ist, damit sich ein Wirbel ausbilden kann. Ein Rotor-Fanglager-System kann mehr als eine stabile Wirbelfrequenz aufweisen. Auch einmalige Wechsel von einer stabilen Wirbelfrequenz in eine andere konnten festgestellt werden. Alle beobachteten stabilen Wirbelbewegungen waren parallel, es wurden jedoch während des Fanglagerhochlaufs auch konische, nicht stabile Wirbelbewegungen mit sehr hoher Wirbelfrequenz beobachtet. Diese konischen Wirbel brechen

ab, sobald der Beschleunigungsvorgang der Fanglager abgeschlossen ist und nur noch geringe Reibkräfte auf den Rotor übertragen werden.

Bei Fanglagerung mittels neuer, funktionstüchtiger Wälzlager konnten beim untersuchten Prüfstand keine Wirbelbewegungen beobachtet werden. Werden allerdings Wälzlager mit Verschmutzungs- oder Verschleißerscheinungen eingebaut, erhöht sich die Wirbelwahrscheinlichkeit auf bis zu 30 %. Zwischen Fanglager und Gehäuse angebrachte Dämpferelemente aus Federbandstahl oder Elastomerringen erwiesen sich auch in Verbindung mit verschmutzten Fanglagern als zuverlässige Wirbelhemmer. Sie haben allerdings den Nachteil, dass die dadurch ermöglichten großen Rotorauslenkungen zum Anstreifen des Rotors an Magnetlager oder Gehäuse führen können. Da für beide Dämpfungselemente vom Hersteller keine Steifigkeitskennwerte angegeben werden konnten, wurde ein einfaches Verfahren zu deren Bestimmung vorgestellt, das Werte für Vorauslegung und Simulation liefern kann.

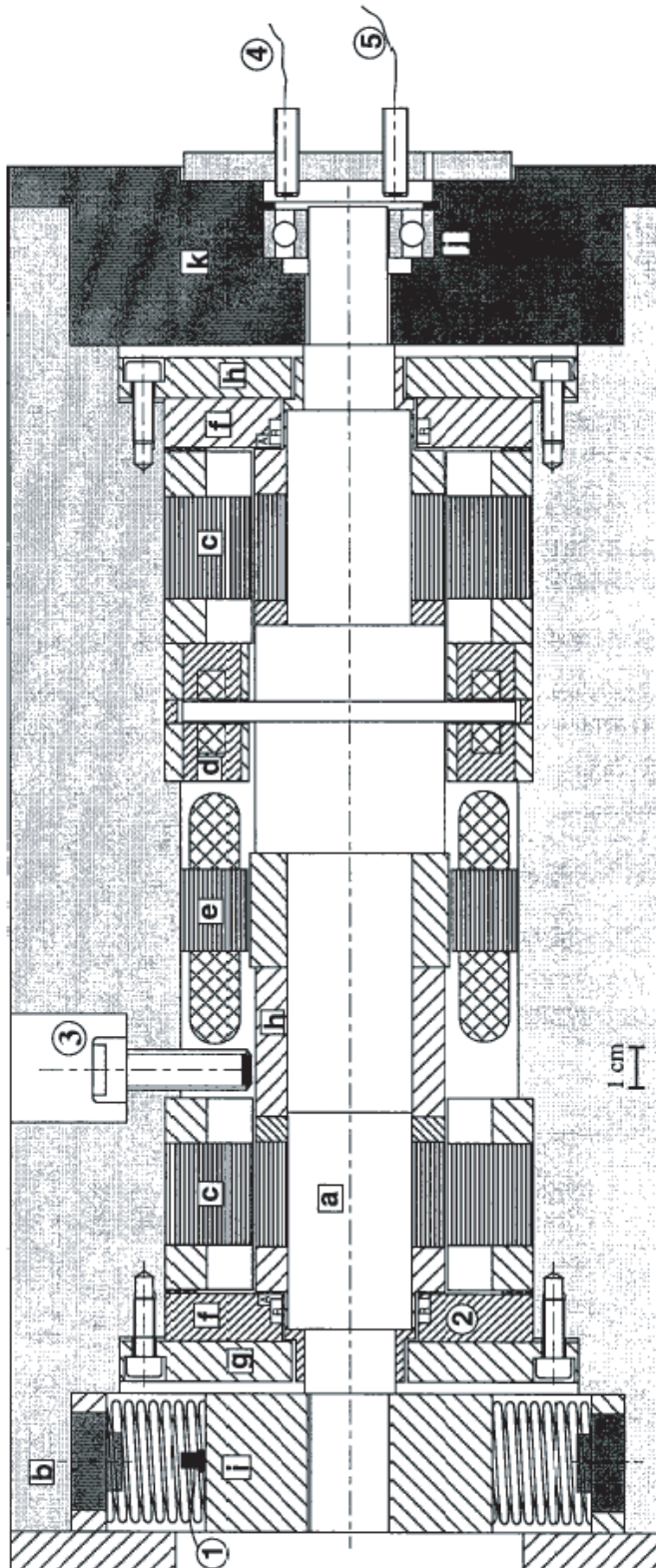
Ein neues Fanglagerkonzept, das mit der Ablenkung des Rotors aus einer eventuellen Wirbelbahn arbeitet, wurde aus den Ergebnissen der vorher durchgeführten Arbeiten entwickelt. Der erste untersuchte Entwurf sieht zusätzlich zum zentrisch mit dem maximal möglichen Spiel angebrachten Fanglager (Wälzlager) eine oder mehrere Ablenkrollen oder -nocken vor, die in den Luftspalt hinein ragen und dadurch den Rotor von seiner Bahn ablenken. Der zweite Entwurf sieht mehrere mit parallel verschobener Achse hintereinander angebrachte Wälzlager vor. Es lässt sich exemplarisch zeigen, dass für einen waagrechten Rotor bei den untersuchten Drehfrequenzen beide Fanglagerkonzepte einen Wirbel wirksam verhindern können.

Empfehlungen, welche Einflussparameter die Simulation eines Rotor-Fanglager-Kontakts abbilden sollte, wurden aus den vorgestellten Analysen abgeleitet. Für ein Modell, das das nichtlineare Verhalten des Systems realitätsnah abbilden soll, empfiehlt es sich, neben einer genauen Modellierung der relevanten mechanischen Eigenschaften auch statistische Einflussparameter miteinzubeziehen. Simulationen mit solchen statistischen Freiheitsgraden haben dann für jeden Absturz mit einer definierten Startbedingung nicht ein einzelnes definiertes Ergebnis zur Folge, sondern ergeben Wahrscheinlichkeiten für die möglichen Systemzustände, die dieser Anfangsbedingung folgen können.

Das entwickelte hochgeschwindigkeitsvideographische Messverfahren für Wälzlagerbewegungen kann auch für andere Anwendungen mit sichtbaren Lagern genutzt werden. Bei einer entsprechenden Entwicklung von Rechengeschwindigkeiten und Bilderkennungsalgorithmen ist auch eine Anwendung zur Online-Diagnose (sowohl für Fanglageranwendungen als auch für konventionelle Lagerungen) denkbar. Der Einsatz einer schnelleren Kamera würde die präzise Messung von Reibkraftspitzen ermöglichen.

Die in dieser Arbeit entwickelten Fanglagerkonzepte haben Potential, Wirbel zu verhindern und sollten weiterführend untersucht werden. Experimente mit weiteren Rotor-Fanglager-Konstellationen, auch mit senkrechten Rotoren, wären aus dieser Sicht ein empfehlenswerter nächster Schritt. Auch weitergehende Variationen wie Materialwahl, Lagertypen und zusätzlicher Einsatz von Dämpferelementen werden empfohlen. Des Weiteren wären Versuche mit nur einem Lagerblock, der mit einer solchen aufwendigeren Fanglagerkonstruktion ausgerüstet ist, eine sinnvolle Weiterführung dieser Arbeit.

A Konstruktion des Prüfstands



Components:	Sensors:	Air-Gaps:
a - Rotor	1 Accelerometer	Radial Bearing: 0.75 mm
b - Housing	2 Inductive Sensors	Axial Bearing: 0.50 mm
c- Radial Bearing	3 Optical Sensor	Radial Sensor: 0.75 mm
d - Axial Bearing	4 Optical Sensor	Axial Sensor: 0.50 mm
e - Motor	5 Optical Sensor	Motor : 0.80 mm
		Auxiliary Bearing Radial: 0.60 mm
		Auxiliary Bearing Axial: 0.40 mm
		Retainer Bearing Radial: 0.30 mm
		Retainer Bearing Axial: 0.20 mm

Cross section of the rotor and its magnetic suspension

Bild A.1: Zeichnung des Prüfstands aus [Fum97]

B Hochgeschwindigkeitsmessungen

Messlauf Nummer	Rotordreh- frequenz in Hz	Deaktivierte Magnetlager	Fanglagertyp an Lager B	Bemerkungen
1	150	B	SKF 6004	
2	150	AB	SKF 6004	
3	150	AB	SKF 6004	
4	150	AB	SKF 6004	
5	300	B	SKF 6004	
6	300	B	SKF 6004	
7	300	B	SKF 6004	
8	300	B	SKF 6004	
9	300	AB	SKF 6004	
10	300	AB	SKF 6004	Wirbel
11	300	AB	SKF 6004	
12	450	B	SKF 6004	
13	400	B	SKF 6004	
14	400	B	SKF 6004	
15	400	B	SKF 6004	
16	400	AB	SKF 6004	
17	400	AB	SKF 6004	
18	400	AB	SKF 6004	Wirbel
19	150	B	Koyo 6904	
20	150	B	Koyo 6904	
21	150	B	Koyo 6904	
22	150	B	Koyo 6904	
23	150	B	Koyo 6904	
24	150	AB	Koyo 6904	
25	150	AB	Koyo 6904	
26	150	AB	Koyo 6904	
27	150	AB	Koyo 6904	Wirbel
28	150	AB	Koyo 6904	
29	300	B	Koyo 6904	
30	300	B	Koyo 6904	
31	300	B	Koyo 6904	
32	300	AB	Koyo 6904	
33	300	AB	Koyo 6904	
34	300	AB	Koyo 6904	
35	300	AB	Koyo 6904	
36	300	AB	Koyo 6904	

Tabelle 14.1: Messablauf

Literaturverzeichnis

- [ASKB06] A.-H. G. Abulrub, M. N. Sahinkaya, P. S. Keogh und C. R. Burrows. Experiments on ROLAC to Recover Rotor Position Following Contact. In *ISMB, 10th International Symposium on Magnetic Bearings*, Martigny, Schweiz. 2006.
- [ASN98] B. Antkowiak, J. Scholten und F. Nelson. Rotordynamic Modeling and Control System Design for an Aircraft Gas Turbine Rotor Suspended on Magnetic Bearings. In *IFTToMM, 5th International Conference on Rotordynamics*. Darmstadt, 1998.
- [Bar98] A. R. Bartha. Dry friction induced backward whirl: theory and experiment. In *IFTToMM, 5th International Conference on Rotordynamics*, Seiten 756–767. Darmstadt, 1998.
- [BBCP⁺07] E. Baum, W. Bleser, J. M. Caldentey-Pozo, M. Dunda und R. Macias-Jareno. *Bestimmung der Wirbelgrenzfrequenz eines Systems mit beschädigten Fanglagern*. Advanced Design Project, Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2007.
- [BG02] A. Bormann und R. Gasch. Damping and stiffness coefficients of elastomerrings and their optimised application in rotordynamics: theoretical investigations and experimental validation. In *IFTToMM, 6th International Conference on Rotordynamics, Darmstadt*, Band II, Seiten 628 – 636. 2002.
- [BGP83] J. E. Bresenham, D. G. Grice und S.-C. Pi. *Bi-directional display of circular arcs*. US Patent 4371933, 1983.
- [Bla68] H. F. Black. Interaction of a whirling rotor with a vibrating stator across a clearance annulus. In *Journal of Mechanical Engineering Science, Volume 10*, Seiten 1–12. 1968.
- [Bru88] M. Brunet. *Radial auxiliary bearing for magnetic suspension*. Patent FR 2614375 A1, Mechanique Magnetique SA, Frankreich, 1988.
- [Bru07] M. Brunet. *Radial emergency bearing arrangement for rotor of e.g. compressor, has emergency bearing mounted on internal cavity of rotor, and labyrinth seal provided between rotor and vertical support of rotating machine*. Patent FR 2893684 A1, Mecanique Magnetique SA SOC D, Frankreich, 2007.
- [BSG03] A. Bormann, S. Skutnik und R. Gasch. Steifigkeits- und Dämpfungsparameter von Elastomerringen zur Schwingungsberuhigung von Rotoren. In *SIRM VI, Schwingungen in rotierenden Maschinen*, Seiten 271–280. Darmstadt, 2003.
- [CKB02a] M. O. T. Cole, P. S. Keogh und C. R. Burrows. The Dynamic Behavior of a Rolling Element Auxiliary Bearing Following Rotor Impact. In *Transactions of the ASME, Journal of Tribology Volume 124, Issue 2*, Seiten 406 – 413. Bath, UK, 2002.

- [CKB02b] M. O. T. Cole, P. S. Keogh und C. R. Burrows. Predictions on the Dynamic Behavior of a Rolling Element Auxiliary Bearing for Rotor/AMB Systems. In *ISMB, 8th International Symposium on Magnetic Bearings*, Seiten 501–506. Mito, Japan, 2002.
- [CWH97] H. M. Chen, J. Walton und H. Heshmat. Test of Zero Clearance Auxiliary Bearing. In *Proceedings of MAG 97, Conference on Magnetic Bearings, Alexandria, USA*. 1997.
- [CYZ⁺07] A. Criscone, Q. Yang, Y. Zhang, W. Zhang, S. Demir und M. Liang. *Konstruktion, Erprobung und Optimierung eines Fanglagerentwurfs*. Advanced Design Project, Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2007.
- [DFG88] H. Dell, J. Faber und D. Glass. Developments and Tests on Retainer Bearings for Large Active Magnetic Bearings. In *ISMB, 1st International Symposium on Magnetic Bearings*. Springer Verlag, 1988.
- [DH85] J. P. Den-Hartog. *Mechanical Vibrations*. Dover Publication, New York, 1985.
- [DO91] M. Dohmen und W. Oberschelp. Mathematische Methoden für die Bildverarbeitung und Computergraphik. *Schriften zur Informatik und angewandten Mathematik, insbesondere Informatik, Band 149*, 1991.
- [Eck97] H. Ecker. Steady State Orbits of an AMB Supported Rigid Rotor Contacting the Backup Bearings. In *Proceedings of MAG 97*, Seiten 129–138. Alexandria, USA, 1997.
- [EHM04] U. Ehehalt, D. Hochlenert und R. Markert. An Analytical Description of Backward Whirl Caused by Rotor-Stator-Contact. In *ISROMAC, 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii*. 2004.
- [EHM06] U. Ehehalt, E. Hahn und R. Markert. Experimental validation of various motion patterns at rotor stator contact. In *ISROMAC, International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawaii*. 2006.
- [EM02] U. Ehehalt und R. Markert. Rotor motion during stator contact. In *IFTOMM, 5th International Conference on Rotor Dynamics, Sydney*. 2002.
- [EOP⁺03] R. Erb, M. Orth, O. Purwin, C. Schendel und R. Nordmann. Einfluss des Regelverhaltens auf das dynamische Verhalten eines magnetisch gelagerten Rotors während bestimmter Betriebssituationen. In *SIRM VI, Schwingungen in rotierenden Maschinen*, Seiten 29 – 40. Darmstadt, 2003.
- [ET03] H. Ecker und M. Tauchner. Experimentelle Untersuchung von anstreifvorgängen mit einem Rotorprüfstand. In *SIRM VI, Schwingungen in rotierenden Maschinen*, Seiten 73 – 80. Darmstadt, 2003.
- [FA97] Foiles und Allaire. Nonlinear Transient Modeling of Active Magnetic Bearing Rotors. In *Proceedings of MAG 97*, Seiten 154 – 163. Alexandria, USA, 1997.
- [FBS08] M. Froitzheim, R. Blumenthal und G. Stüber. *Turbomaschine*. Patent DE 102006049974 A1, Oerkikon Leybold Vacuum GmbH, Köln, 2008.

- [Fee94] B. F. Feeny. Stability of Cylindrical and Conical Motions of a Rigid Rotor in Retainer Bearings. In *ISMB, 4th International Symposium on Magnetic Bearings*, Seiten 219–224. Zürich, Schweiz, 1994.
- [FS96a] A. Fumagalli und G. Schweitzer. Motion of a Rotor in Retainer Bearings. In *ISMB, 5th International Symposium on Magnetic Bearings*, Seiten 509 – 514. Kanazawa, Japan, 1996.
- [FS96b] M. Fumagalli und G. Schweitzer. Measurements on a rotor contacting its housing. *IMechE, 6th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Oxford, England*, 1996.
- [Fum97] M. A. Fumagalli. *Modelling and measurement analysis of the contact interaction between a high speed rotor and its stator*. Diss.-no. 12509, ETH Zürich, 1997. (<http://e-collection.ethbib.ethz.ch/show?type=diss&nr=12509>).
- [FVF95] J. D. Foley, A. VanDam und S. K. Feiner. *Computer Graphics: Principles and Practise, Second Edition*. Addison-Wesley Longman, Amsterdam, 1995.
- [FVS94] M. Fumagalli, P. Varadi und G. Schweitzer. Impact Dynamics of High Speed Rotors in Retainer Bearings and Measurement Concepts. In *ISMB, 4th International Symposium on Magnetic Bearings*,. Zürich, Schweiz, 1994.
- [GNP02] R. Gasch, R. Nordmann und H. Pfützner. *Rotordynamik, Auflage 2*. Springer, Berlin, 2002.
- [GU06] L. Ginzinger und H. Ulbrich. Control of a rubbing rotor using an active auxiliary bearing. In *MOVIC, 8th International Conference on Motion and Vibration Control, Daejeon , Korea*, Seiten 392–396. 2006.
- [GWPB05] T. Giles, P. Wingett, C. Potter und S. Brault. *Energy storage flywheel auxiliary bearing system and method*. Patente US 6921998 B2, US 20050082928 A1, 2005.
- [HAN08] M. Helfert, B. Aeschlimann und R. Nordmann. Experimental Analysis of Rotor-Retainer-Bearing Interaction. In *ISROMAC, 12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Paper No. 20090*. Honolulu, Hawaii, USA, 2008.
- [Har01] T. A. Harris. *Rolling Bearing Analysis*. John Wiley & Sons, New York, 4 Auflage, 2001.
- [HC75] K. H. Hunt und F. R. E. Crossley. Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact. *Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Seiten 440 – 445, 1975.
- [HEAN06] M. Helfert, M. Ernst, B. Aeschlimann und R. Nordmann. High-Speed Video Analysis of Rotor-Retainer-Bearing-Contacts Due to Failure of Active Magnetic Bearings. In *ISMB, 10th International Symposium on Magnetic Bearings*, Seiten 42–47. Martigny, Schweiz, 2006.
- [Hel07a] M. Helfert. Analyse von Wälzlagern mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie, Experimentelle Analyse des Fanglagerverhaltens nach Absturz eines magnetgelagerten Rotors. In *GfT, Tribologie-Fachtagung*, Seite 67 ff. Göttingen, 2007.

- [Hel07b] M. Helfert. Hochgeschwindigkeitsvideographie zur Analyse von Wälzlagerbewegungen. In *VDI-Tagung Bildverarbeitung in der Mess- und Automatisierungstechnik*, Seiten 187–196. Regensburg, 2007.
- [Hel08] M. Helfert. Analyse von Wälzlagern mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie, Experimentelle Analyse des Fanglagerverhaltens nach Absturz eines magnetgelagerten Rotors. In *Tribologie und Schmierungstechnik Heft 1/08*, Seiten 10–15. Expert Verlag, Renningen, 2008.
- [HJ08] C. Harig und U. Jung. *Vakuumpumpe*. Patent EP 1 898 098 A2, 2008.
- [HSG95] W. Hauger, W. Schnell und D. Gross. *Technische Mechanik, Band 3: Kinetik*. Springer, 1995.
- [IK88] J. Illingworth und J. Kittler. A Survey of the Hough Transform. In *Computer Vision, Graphics and Image Processing, Volume 44*, Seiten 87–116. Academic Press Professional, 1988.
- [IK91] T. Ishii und R. G. Kirk. Transient Response Technique Applied to Active Magnetic Bearing Machinery During Rotor Drop. In *Proceedings of ASME Conference Vol. 35*, Seiten 121–200. 1991.
- [IK93] T. Ishii und R. G. Kirk. Transient Rotor Drop Analysis of Rotors Following Magnetic Bearing Power Outage. In *Proceedings of MAG 93*, Seiten 53–61. 1993.
- [IK96] T. Ishii und R. G. Kirk. Transient Response Technique Applied to Active Magnetic Bearing Machinery During Rotor Drop. *Journal of Vibration and Acoustics, Band 118*, Seiten 154–163, 1996.
- [Isa94] J. L. Isaksson. *On the Dynamics of a Rotor Interacting with Non-Rotating Parts*. Linköping Studies in Science and Technology, Paper I in Dissertation No. 426, Linköping University, Sweden, 1994.
- [Jae97] B. Jaehne. *Digitale Bildverarbeitung*. Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- [Jai89] A. K. Jain. *Fundamentals of Digital Image Processing*. Prentice Hall Information and System Sciences Series, Englewood Cliffs, 1989.
- [KH02] R. G. Kaur und H. Heshmat. 100 mm diameter self-contained solid/powder lubricated auxiliary bearing operated at 30 000 rpm. In *STLE/ASME Tribology Conference, San Francisco, CA, USA*, Seiten 76–84. 2002.
- [KHA⁺07] A. Y. Kärkkäinen, M. Helfert, B. Aeschlimann, A. M. Mikkola und J. T. Söpanen. Effect of misalignment of retainer bearings on dynamic response of rotor system during emergency stop. In *Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences IDETC/CIE 2007, DETC2007/VIB-34161*. Las Vegas, Nevada, USA, 2007.
- [KHAM08] A. Y. Kärkkäinen, M. Helfert, B. Aeschlimann und A. M. Mikkola. Dynamic Analysis of Rotor System with Misaligned Retainer Bearings. In *ASME Journal of Tribology, Volume 130*. New York, 2008.
- [Kir99] R. G. Kirk. Evaluation of AMB turbomachinery auxiliary bearings. In *Transactions of ASME, Journal of Vibrations and Acoustics*, Seiten 156–161. 1999.

- [Kär07] A. Y. Kärkkäinen. *Dynamic simulations of rotors during drop on retainer bearings*. Dissertation, Acta Universitatis Lappeenrantaensis, 2007.
- [KRR97] Kirk, Raju und Ramesh. Modeling of AMB Turbomachinery for Transient Analysis. In *Proceedings of MAG 97*, Seiten 139 – 153. Alexandria, USA, 1997.
- [KSK⁺94] R. G. Kirk, E. Swanson, F. Kavarna, X. Wang und J. Keesee. Rotor Drop Test Stand for AMB Rotating Machinery, Part I: Description of Test Stand and Initial Results. In *ISMB, 4th International Symposium on Magnetic Bearings, Zurich, Schweiz*. 1994.
- [Kug08] A. Kugi. *Nichtlineare Systeme, Vorlesung und Übung*. TU Wien, 2008.
- [Lar00] E. Larible. *Konstruktion eines Werkzeugs zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Rotoren*. Diplomarbeit, Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2000.
- [Lea92] V. Leavers. *Shape Detection in Computer Vision Using the Hough Transform*. Springer-Verlag, New York, 1992.
- [Lec74] K. Lechner. *Device for the soft and elastic bearing support of shafts rotating at high speeds*. Patent US 3844630 A, 1974.
- [LF97] Lii und Flowers. Nonlinear Dynamics of foil bearing supported rotor system: Simulation & Analysis. In *NASA Report 97NI3663*. 1997.
- [LOPR97] T. Lehmann, W. Oberschelp, E. Pelikan und R. Repges. *Bildverarbeitung für die Medizin*. Axel Springer Verlag, Berlin, 1997.
- [Mag05] MagFly. *European Research Project, Magnetic bearings for smart aero engines (MAGFLY)*. EC GROWTH, Project G4RD-CT-2001-00625, 2001-2005.
- [MAMS06] K. Mitsuru, K. Akira, O. Masaaki und O. Satoshi. *Touchdown bearing for turbo molecular pump and turbo molecular pump*. Patent JP 2006266430 A, Boc Edwards KK JTEKT Corp, 2006.
- [Mar02] R. Markert. *Schwingungsmesstechnik, Skript zur Vorlesung, 1. Auflage*. Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Mechanik, Technische Universität Darmstadt, 2002.
- [Mas99] E. Maslen. *Magnetic Bearings*. University of Virginia, Charlottesville, Virginia, 1999.
- [MEAC98] L. F. Miller, K. J. Eakman, M. Andres und T. L. Coons. *Backup bearing for magnetic bearings*. Patente US 5714818 A, DE 19538559 C2, Barber Colman Co, 1998.
- [Mus89] A. Muszynska. Rotor - to Stationary Element Rub - Related Vibration Phenomena in Rotating Machinery - Literature Survey. In *The Shock and Vibration Digest*, Seiten 3 – 11. March 1989.
- [MVH06] P. McMullen, V. Vuong und L. Hawkins. Flywheel Energy Storage System with Active Magnetic Bearings and Hybrid Backup Bearings. In *ISMB, 10th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB10), Martigny, Schweiz*. 2006.
- [New92] N. H. New. *A magnetic bearing-shaft assembly having a bearing to support the shaft in the event of failure of the magnetic bearing*. Patente US 5231323 A, JP 5060137 A, EP 499310 A1, GB 9103257 D0, Glacier Metal CO LTD, 1992.

- [Nor02] R. Nordmann. *Mechatronische Systeme im Maschinenbau*. Shaker Verlag, 2002.
- [OK08] S. Okudera und T. Kabasawa. *Bearing device, and turbo-molecular pump*. Patente WO 2008015849 A1, JP 2008038935 A, 2008.
- [ON02] M. Orth und R. Nordmann. Wirbelbewegungen magnetgelagerter Rotoren bei Lagerausfall. In *VDI Lagertagung, VDI Berichte 1706*, Seiten 143–168. Fulda, 2002.
- [ON03] M. Orth und R. Nordmann. Wirbelanalyse eines magnetgelagerten Rotors. In *SIRM VI, Schwingungen in rotierenden Maschinen*, Seiten 89–100. Darmstadt, 2003.
- [Ort06] M. Orth. *Fanglagerkontakt magnetgelagerter Rotoren - nichtlineare Modellierung sowie Systemanalyse nach einem Magnetlagerausfall*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2006.
- [OS03] Y. Ooura und S. Sugita. Research of Auxiliary Landing Bearings for Turbo Molecular Pumps. In *Motion / Control No. 15*, Seiten 15–20. 2003.
- [OSK08] M. Ootsuki, H. Sekimoto und A. Koyama. *Touchdown Bearing*. Patent US 20080019628 A1, 2008.
- [OUS02] Y. Ohura, K. Ueda und S. Sugita. Performance of touchdown bearings for turbo molecular pumps. In *ISMB, 8th International Symposium on Magnetic Bearings, Mito, Japan*, Seiten 515–520. 2002.
- [Pic87] P. Picton. Hough transform references. In *International Journal of Pattern and Recognition and Artificial Intelligence*, Seiten 413–425. 1987.
- [PR00] S. R. Penfield und E. Rodwell. Auxiliary bearing design for gas cooled reactors. In *Proceedings of the International Atomic Energy Agency Technical Committee Meeting on Gas Turbine Power Conversion Systems for Modular HTGRs, Palo Alto, California, USA*, Seiten 14–16. 2000.
- [QWLK07] K. Qian, C. Wang, F. Lebo und W. Kaal. *Kenngößenbestimmung von elastisch gelagerten Fanglagern*. Advanced Design Project, Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2007.
- [Rei02] T. W. Reitsma. Development of long-life auxiliary bearings for critical service turbomachinery and high-speed motors. In *ISMB, 8th International Symposium on Magnetic Bearings, Mito, Japan*, Seiten 507–513. 2002.
- [RRSK95] K. V. Raju, S. Ramesh, E. E. Swanson und R. G. Kirk. Simulation of AMB Turbomachinery for Transient Loading Conditions. In *Proceedings of MAG 95*, Seiten 227 – 235. Alexandria, USA, 1995.
- [SB97] U. Simon und E. Brommundt. Periodische Bewegungen einer Pendelzentrifuge in einem mehreckigen Fanglager. In *SIRM IV, Schwingungen in Rotierenden Maschinen*, Seiten 181–188. 1997.
- [Sch05] G. Schweitzer. Safety and reliability aspects for active magnetic bearing applications - a survey. In *IMechE Vol. 219 Part I*, Seiten 383–392. 2005.
- [SKF02] SKF. *Hauptkatalog*. SKF, 2002.

- [SKW95] E. E. Swanson, R. G. Kirk und X. Wang. AMB Rotor Drop Initial Transient on Ball and Solid Bearings. In *Proceedings of MAG 95, Alexandria, VA*, Seiten 207–216. 1995.
- [slo08] High-Speed Video Camera CamRecord 450. Technischer Bericht, Optronis GmbH, <http://www.optronis.de/>, 2008.
- [SMP08] G. Siegl, I. Menz und P. Petereit. *Elektrische Maschine mit Magnetlager und Fanglager*. Patente DE 102006017933 B4, WO 2007122044 A1, DE 102006017933 A1, Siemens AG, München, 2008.
- [SP92] J. Schmied und J. C. Pradetto. Behaviour of a one Ton Rotor Being Dropped into Auxiliary Bearings. In *ISMB, 3rd. International Symposium on Magnetic Bearings*, Seiten 145 – 156. 1992.
- [SPPM04] G. Sun, A. B. Palazzolo, A. Provenza und G. Montague. Detailed ball bearing for magnetic suspension auxiliary service. In *Journal of Sound and Vibration* 269, Seiten 933–963. 2004.
- [SRK96] E. Swanson, K. Raju und R. Kirk. Test results and numerical Simulation of AMB rotor drop. In *IMechE, 6th International Conference on Vibration in Rotating Machinery*, Seiten 119 – 131. 1996.
- [SSS02] B. Sundermann-Schulte-Spechtel. *Das Verhalten von Wälzlager unter hohen Winkelbeschleunigungen*. Dissertation, RWTH Aachen, 2002.
- [SSWP07] G. Siegl, G. Schubert, H. Walter und P. Petereit. *Fanglager für eine elektrische Maschine sowie elektrische Maschine mit zumindest einem derartigen Fanglager*. Patente WO 2007124982 A2, WO 2007124982 A3, DE 102006019873 B3, Siemens AG, München, 2007.
- [Ste95] T. Steinert. *Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig*. D 82, RWTH Aachen, Aachen, 1995.
- [Tes97] L. P. Tessier. The Development of an Auxiliary Bearing Landing System for a Flexible AMB-Supported Hydrogen Process Compressor Rotor. In *Proceedings of MAG 97*, Seiten 120 – 126. Alexandria, USA, 1997.
- [Wec99] M. Weck. *Lagerung für drehbar gelagerte Bauteile, insbesondere Spindeln und Wellen*. Patent DE 19825370 A1, 1999.
- [WKS⁺07] D. Werum, R. Krauss, M. Stobbe, S. Vorbeck und D. Schäfer. *Konstruktion, Erprobung und Optimierung eines Fanglagerentwurfs*. Advanced Design Project, Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2007.
- [zer08] Zero Clearance Auxiliary Bearings (ZCAB). Technischer Bericht, Mohawk Innovative Technology, Inc., <http://www.miti.cc/magnetic-zcab.html>, 2008.
- [Zik06] F. Zikesch. *Digitale Bildsignalanalyse von Wälzlageraufnahmen*. Diplomarbeit, Fachgebiet Simulation, Systemoptimierung und Robotik, Technische Universität Darmstadt, 2006.

Lebenslauf

Name	Marlene Helfert
Geburtsdatum	28/11/1974
Geburtsort	Gießen
1981 - 1994	Schulausbildung, Abitur an der Herderschule, Gießen
08/1994 - 09/1995	Bauzeichnerausbildung bei Firma Grimm, Krofdorf
10/1995 - 10/2003	Architekturstudium an der TU Darmstadt, Vordiplom Architektur
10/1998 - 09/1999	Doppelstudium Architektur/Bauingenieurwesen
04/2000 - 10/2003	Mechanikstudium an der TU Darmstadt, Abschluss Diplom-Ingenieurin Mechanik, mit Auszeichnung
08/2000 - 05/2001	Studium an der University of California at Berkeley
02/2002 - 12/2002	Diplomarbeit an der University of Canterbury at Christchurch, Neuseeland
11/2003 - 02/2008	Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Mechatronik und Maschinenakustik, TU Darmstadt
10/2004 - 12/2004 09/2005 - 10/2005	Forschungsaufenthalte an der Unicamp in Campinas, Brasilien
04/2004 - 12/2008	Promotionsstudium Maschinenbau an der TU Darmstadt
seit 10/2008	Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Arbeitswissenschaft, TU Darmstadt